холодильная техника

ХОЛОДИЛЬНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

холодильная техника

ХОЛОДИЛЬНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

справочник

МОСКВА
«ЛЕГКАЯ И ПИЩЕВАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»
1981

ББК 31.392
Х—73
УДК 621.56(083)

Настоящий справочник серии «Холодильная техника» содержит сведения о холодильных компрессорах различных типов, применяемых в настоящее время в холодильной технике: поршневых, винтовых, центробежных, ротационных, а также об электроприводе компрессоров. Изложены основы теории и расчета компрессоров, описаны рабочие схемы, конструкции компрессоров в целом, а также их основных узлов и деталей; приведены важнейшие технические характеристики. В справочник включены данные о конструктивно-эксплуатационных свойствах холодильных агентов и о смазочных маслах, используемых в холодильных компрессорах; указаны области оптимального использования рабочих веществ. Рассмотрены вопросы надежности холодильных машин, обусловленной в значительной мере надежностью компрессоров.

Материал, включенный в справочник, предназначен в основном для практического использования широким кругом специалистов, работающих в области конструирования, производства и эксплуатации холодильных компрессоров.

Из данной серии в 1977 г. издан справочник «Эксплуатация холодильников», в 1978 г. — «Малые холодильные установки и транспорт», «Проектирование холодильных сооружений», в 1979 г. — «Микробиология холодильного хранения, холод в мясной и молочной промышленности», «Холод в рыбной и пищевой промышленности», в 1980 г. — «Теплофизические основы получения искусственного холода». Готовится к изданию справочник «Холодильные машины».

Главный редактор серии справочников «Холодильная техника» — д-р техн. наук *А. В. БЫКОВ.*

Редакционная коллегия: д-р техн. наук, проф. *А. А. ГОГОЛИН* (зам. главного редактора); д-р техн. наук, проф. *Н. А. ГОЛОВКИН;* д-р техн. наук, проф. *Г. Н. ДАНИЛОВА;* канд. техн. наук *И. М. КАЛНИНЬ* (зам. главного редактора); канд. техн. наук *М. П. КУЗЬМИН;* д-р техн. наук, проф. *Л. З. МЕЛЬЦЕР;* д-р техн. наук, проф. *Л. М. РОЗЕНФЕЛЬД;* д-р техн. наук, проф. *Г. Б. ЧИЖОВ;* д-р техн. наук, проф. *Ф. М. ЧИСТЯКОВ.*

В составлении справочника «Холодильные компрессоры» принимали участие: канд. техн. наук *Э. М. БЕЖАНИШВИЛИ;* д-р техн. наук *А. В. БЫКОВ;* канд. техн. наук *Е. С. ГУРЕВИЧ;* канд. техн. наук *Т. С. ДРЕМЛЮХ;* канд. техн. наук *И. М. КАЛНИНЬ;* инж. *Г. А. КАНЫШЕВ;* канд. техн. наук *Н. Г. КРЕЙМЕР;* канд. техн. наук *А. С. КРУЗЕ;* канд. техн. наук *В. С. КРЫЛОВ;* д-р техн. наук, проф. *Л. З. МЕЛЬЦЕР;* инж. *Н. В. РОМАНОВСКИЙ;* канд. техн. наук *В. И. САПРОНОВ;* инж. *А. А. СОФЕР;* д-р техн. наук, проф. *Ф. М. ЧИСТЯКОВ;* инж. *В. С. ШУМОВ;* инж. *В. С. ЩЕРБАКОВ;* канд. техн. наук *Б. Л. ЦИРЛИН;* д-р техн. наук *В. Б. ЯКОБСОН.*

Рецензенты: канд. техн. наук, доц. *Н. Н. БУХАРИН;* канд. техн. наук *Д. А. ВУЖВА;* д-р техн. наук, проф. *Н. Н. КОШКИН;* канд. техн. наук *Н. Г. КРЕЙМЕР;* инж. *С. С. РАБКИН;* канд. техн. наук *В. М. ШАВРА;* д-р техн. наук *В. Б. ЯКОБСОН*

Научный редактор справочника «Холодильные компрессоры» — канд. техн. наук *И. М. КАЛНИНЬ.*

$Х\frac{30316-150}{044(01)-81}$ 57—80 (ПП) 2303050000

ГЛАВА I

ПОРШНЕВЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

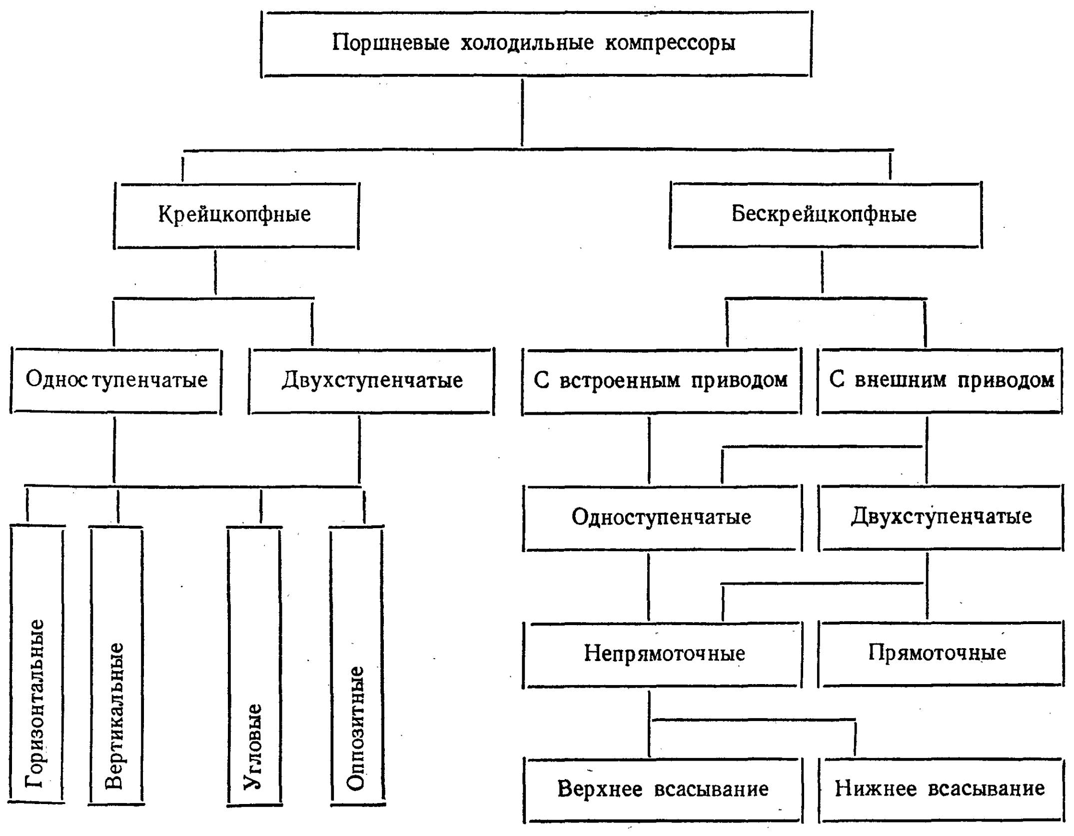
Поршневые компрессоры различают по холодопроизводительности, конструкции и по температурному диапазону работы.

Классификация поршневых компрессоров по холодопроизводительности[1] на крупные, средние и малые носит довольно произвольный характер. В данной главе к крупным отнесены компрессоры холодопроизводительностью (при $t_0 = -15°$ С и $t_к = 30°$ С) свыше 120 кВт (100 тыс. ккал/ч), к средним — от 12 до 120 кВт (от 10 до 100 тыс. ккал/ч) и к малым — менее 12 кВт (10 тыс. ккал/ч).

[1] Холодопроизводительность компрессора — условное понятие. Под ней следует понимать холодопроизводительность холодильной машины, расход холодильного агента в которой при указанных температурных условиях равен массовой производительности компрессора.

По конструкции компрессоры разделяют на две группы, имеющие принципиальные отличия: крейцкопфные и бескрейцкопфные (см. схему).

Крейцкопфные компрессоры всегда имеют внешний привод и цилиндры двойного действия. Эти компрессоры выпускают только непрямоточными. По расположению цилинд-



ров (общее количество которых изменяется от одного до восьми) они подразделяются на горизонтальные, вертикальные, угловые и оппозитные. У горизонтальных компрессоров все цилиндры расположены по одну сторону коленчатого вала. Угловые компрессоры обычно имеют часть цилиндров, расположенных горизонтально, и часть — вертикально, однако выпускают и модели, у которых цилиндры расположены V-образно с углом между ними 90° и меньше. У оппозитных копрессоров цилиндры расположены также горизонтально, но по обе стороны коленчатого вала.

Бескрейцкопфные компрессоры имеют или встроенный привод (электродвигатель), или внешний. Цилиндры этих компрессоров всегда простого действия. В зависимости от типа газораспределения бескрейцкопфные компрессоры подразделяют на прямоточные и непрямоточные, причем среди последних различают компрессоры с верхним всасыванием (участок всасывающего тракта размещается в крышке цилиндра) и с нижним (весь всасывающий тракт размещен внутри корпуса компрессора). Цилиндры бескрейцкопфных компрессоров (от одного до шестнадцати) могут быть расположены вертикально, V-образно с углом развала от 60 до 90° и веерообразно с углом развала от 45 до 60°.

И крейцкопфные, и бескрейцкопфные компрессоры могут быть выполнены с устройством для регулирования производительности либо без него. В зависимости от предназначения для работы в холодильных машинах, осуществляющих тот или иной термодинамический цикл, поршневые компрессоры могут быть одно-, двух- и многоступенчатыми. Кроме того, поршневые компрессоры подразделяют по диапазону работы на высоко-, средне- и низкотемпературные.

В настоящее время более 90% всех компрессионных холодильных машин выпускают с поршневыми компрессорами. Поршневые компрессоры при холодопроизводительностях от ~0,1 до ~300 кВт обладают следующими преимуществами перед компрессорами других типов. Значения энергетического КПД при небольших удельных массах и габаритах более высокие. Технология производства поршневых компрессоров хорошо освоена; трудоемкость изготовления меньше, чем у компрессоров других типов. Конструкция поршневых компрессоров упрощается по мере снижения производительности и допускает удобное соединение электропривода (двигатели с частотой вращения 25, 50 и 60 $с^{-1}$) непосредственно с коленчатым валом. Поршневые компрессоры способны работать с более высоким отношением давлений при сжатии в одной ступени. Благодаря сравнительно слабому влиянию режима работы на характеристики можно использовать один и тот же компрессор для работы на разных холодильных агентах. Возможность выполнения компрессора многоцилиндровым с цилиндрами небольшого диаметра облегчает решение задачи, связанной с уменьшением гидравлических потерь в клапанах.

Поршневые компрессоры имеют следующие недостатки. Наличие смазочного масла в цилиндрах приводит к попаданию масла в контур холодильной машины, что нежелательно. В механизме движения компрессора имеют место относительно большие износы. При работе поршневых компрессоров возникают в той или иной степени неуравновешенные силы и моменты, вызывающие вибрации. Клапаны поршневых компрессоров как наименее надежные узлы конструкции являются причиной меньшей надежности всей машины в целом. Наличие всасывающих клапанов ограничивает рабочий диапазон поршневых компрессоров значением давления всасывания порядка 20 кПа (~0,2 $кгс/см^2$).

Поршневые компрессоры широко применяются в народном хозяйстве. Их используют на промышленных холодильниках различного назначения, на предприятиях пищевых отраслей промышленности, в сельском хозяйстве (овоще- и фруктохранилища, молокоохладители, установки для охлаждения зерна и др.), в рыбной промышленности (промысловый и транспортный флот), на транспорте (железнодорожные и авторефрижераторы, охлаждаемые контейнеры), на предприятиях торговли и общественного питания, в установках комфортного кондиционирования воздуха, в лабораториях и на испытательных станциях, а также во многих других случаях.

Конструкция и технология изготовления современных поршневых холодильных компрессоров позволяют применять их при температурах кипения до —100° С, конденсации до 100° С, окружающего воздуха от —40 до 85° С. Эти компрессоры способны работать при снижении напряжения в электросети до 0,85 номинала, в условиях вибраций и ударов до 15 g, а также при переменных наклонах фундамента до 45°.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА

Теоретический компрессор

Для оценки работы действительного поршневого компрессора его сравнивают с теоретическим, который имеет такой же объем, описываемый поршнями, и работает при оди-

наковых с действительным компрессором внешних условиях. Из последнего следует, что в нижней мертвой точке — н. м. т. (в начале сжатия) теоретического и во всасывающем патрубке действительного компрессора совпадают давления и температуры, а в верхней мертвой точке — в. м. т. (в конце сжатия) теоретического и в нагнетательном патрубке действительного компрессора совпадают давления.

Сжатие пара в теоретическом компрессоре происходит изоэнтропически. Теоретический компрессор не имеет мертвого объема, гидравлических сопротивлений во всасывающем и нагнетательном трактах (включая клапаны), утечек пара через неплотности и зазоры между поршнем и цилиндром. В нем отсутствуют трение и теплообмен между паром и стенками [1].

Теоретический компрессор рассчитывают следующим образом.

В компрессоре простого действия, имеющем z одинаковых цилиндров, суммарный объем рабочих полостей, освобождаемых поршнями за один оборот вала (суммарный объем цилиндров),

$$V_{ц} = \frac{\pi}{4} D_{ц}^2 S z.$$

Объемная производительность теоретического компрессора равна секундному объему, описанному поршнями,

$$V_{км} = V_{ц} n.$$

В компрессоре двойного действия со штоком диаметра d объемная производительность

$$V_{км} = \frac{\pi}{4} D_{ц}^2 S z n \left(2 - \frac{d^2}{D_{ц}^2}\right).$$

Массовая производительность теоретического компрессора, т. е. масса пара, перемещаемого в секунду из всасывающего трубопровода в нагнетательный,

$$G_{а.т} = V_{км} \gamma.$$

Мощность, подводимая к теоретическому компрессору, равна его внутренней, или теоретической индикаторной, мощности

$$N_{iт} = (i_{2км} - i_{1км}) \cdot \frac{V_{км}}{v_{1км}}.$$

Мощность можно определить и по индикаторной диаграмме теоретического компрессора (рис. I-1, *а*)

$$N_{iт} = p_{iт} V_{км},$$

где $p_{iт}$ — среднее индикаторное давление.

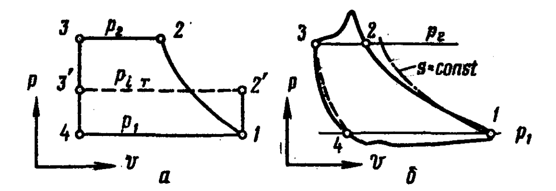


Рис. I-1. Индикаторная диаграмма поршневого компрессора:

а — теоретического; $p_{iт}$ — среднеиндикаторное давление; *б* — действительного; пунктиром показана линия расширения с постоянным показателем m, штрихпунктиром — линия сжатия при s=const.

Под *средним индикаторным давлением* понимают условное постоянное давление, определяемое следующим образом: если мощность, обусловленная силой, равной произведению площади поршня на разность между некоторым постоянным давлением и давлением всасывания, совпадает с мощностью теоретического компрессора, то это постоянное давление и является средним индикаторным.

Для определения $p_{iт}$ на индикаторной диаграмме (см. рис. I-1, *а*) строят прямоугольник *1—2'—3'—4*, площадь которого равна площади индикаторной диаграммы *1—2—3—4*. Кроме того, величину $p_{iт}$ можно подсчитать по формулам:

$$p_{iт} = \frac{k_v}{k_v - 1} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k_v - 1}{k_v}} - 1\right]$$

или

$$p_{iт} = \frac{i_2 - i_1}{v_1}.$$

Холодопроизводительность теоретического компрессора[1]

$$Q_0 = G_{а.т} q_0,$$

где q_0 — холодопроизводительность 1 кг пара в заданном цикле холодильной машины.

Холодильный коэффициент теоретического компрессора $\varepsilon = \frac{Q_0}{N_{iт}}$ равен теоретическому холодильному коэффициенту холодильной машины.

Действительный компрессор

Реальные процессы, протекающие в действительном компрессоре, отличаются от про-

[1] См. примечание на с. 3

цессов теоретического компрессора. Основные отличия (в результате которых, как правило, снижается производительность и ухудшаются энергетические характеристики) состоят в следующем.

1. В цилиндрах имеется мертвый объем (мертвое пространство), образованный зазором между поршнем, находящимся в в. м. т., и клапанной доской, а также полостями клапанов, соединенными с цилиндром. При обратном ходе поршня сжатый пар, находящийся в мертвом объеме, расширяется. Вследствие этого объем пара, вновь всасываемого в цилиндр, оказывается меньшим, чем в теоретическом компрессоре.

2. Пар в начале сжатия из-за теплообмена со стенками имеет более высокую температуру, чем во всасывающем патрубке.

3. Процессы сжатия пара в цилиндре и обратного расширения из мертвого пространства происходят при теплообмене со стенками, в результате чего показатели политроп сжатия и расширения являются переменными величинами.

4. При наличии в компрессоре встроенного привода всасываемый в цилиндр пар дополнительно подогревается из-за теплообмена с электродвигателем.

5. При работе компрессора имеет место перетекание пара через зазоры между поршнем и цилиндром, а также через возможные неплотности в клапанах.

6. Во всасываемом паре содержится некоторое количество смазочного масла с растворенным в нем холодильным агентом. При нагреве в компрессоре этот холодильный агент выделяется и занимает часть объема цилиндра. Иногда во всасываемом паре содержатся капельки жидкого холодильного агента (влажный ход). Объем пара, образующегося в цилиндре при испарении этих капелек, особенно существен.

7. Во всасывающих и особенно в нагнетательных полостях компрессора давление периодически изменяется (пульсация).

8. Во всасывающих и нагнетательных каналах и клапанах имеются потери давления — депрессия.

9. В компрессоре расходуется дополнительная энергия на преодоление сил трения в механизме движения, а также на привод масляного насоса.

При расчете действительного компрессора влияние перечисленных особенностей на его работу учитывают при помощи ряда специальных коэффициентов — коэффициента подачи (и его составляющих), коэффициентов полезного действия и др.

Коэффициент подачи (коэффициент наполнения λ) характеризует отличие производительности действительного компрессора от производительности теоретического в целом

$$\lambda = \frac{G_{а}}{G_{а \cdot т}}.$$

Коэффициент подачи обычно представляют в виде произведения

$$\lambda = \lambda_c \lambda_{др} \lambda_w \lambda_{пл} \lambda_п,$$

где каждый из сомножителей (коэффициентов) характеризует влияние на производительность соответствующих факторов, связанных с отличием действительных процессов от теоретических.

В теории поршневых компрессоров обычно принято разделять эти коэффициенты на индикаторные и скрытые. К индикаторным относят объемный коэффициент λ_c и коэффициент дросселирования $\lambda_{др}$, которые можно определить с помощью индикаторной диаграммы. Произведение $\lambda_c \lambda_{др}$ называют индикаторным коэффициентом наполнения. К скрытым (не фиксируемым на индикаторной диаграмме) относят коэффициент подогрева λ_w, коэффициент плотности $\lambda_{пл}$ и коэффициент прочих потерь $\lambda_п$.

Объемный коэффициент λ_c зависит от размера мертвого пространства $V_м$, отношения давлений нагнетания и всасывания $\pi = \frac{p_{2км}}{p_{1км}}$ и показателя политропы обратного расширения m.

Процесс обратного расширения показан на индикаторной диаграмме (рис. I-1, *б*). Пунктирная линия *3—4*, изображающая теоретический процесс с постоянным показателем политропы m, проходит через точки *3* и *4* так же, как и линия, изображающая действительный процесс расширения с переменным показателем политропы.

Показатель политропы m условно именуется показателем политропы расширения конечных параметров (параметры точек *3* и *4*).

Объемный коэффициент можно определить по формуле

$$\lambda_c = 1 - c\left(\pi^{\frac{1}{m}} - 1\right),$$

где c — относительное мертвое пространство

$$c = \frac{V_м}{V_ц}.$$

Для аммиачных компрессоров обычно $m = 0{,}95 \div 1{,}1$, а для фреоновых $m = 0{,}9 \div 1{,}05$.

Зависимость λ_c от π и c при $m = 0{,}95$; 1; 1,05 показана на рис. I-2.

Для увеличения λ_c стремятся уменьшить мертвое пространство, которое в большинст-

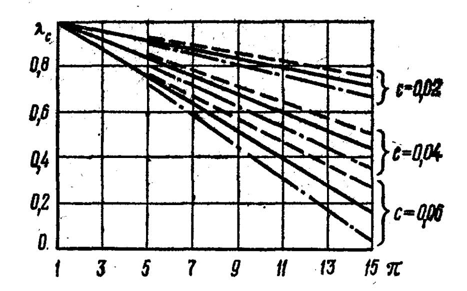


Рис. I-2. Объемный коэффициент $\lambda_c = f(\pi)$; пунктиром показана линия расширения при $m=1{,}05$, сплошной линией — при $m=1{,}0$, штрихпунктиром — при $m=0{,}95$.

ве компрессоров составляет 3—5%, а в специальных конструкциях компрессоров — $1{,}5 \div 2\%$.

Коэффициент дросселирования $\lambda_{др}$ в компрессорах с правильно сконструированными всасывающими клапанами имеет значение 0,95—1. При расчете вновь проектируемого компрессора обычно принимают $\lambda_{др} = 1$.

Дроссельные потери в клапанах сравнительно мало влияют на производительность, но составляют значительную долю в энергетических потерях поршневого компрессора.

Для обеспечения $\lambda_{др} \cong 1$ следует скорость пара в клапане выбирать, выполняя условие $\frac{C_{кл}}{C_{зв}} \leqslant 0{,}25$, а упругий элемент всасывающего клапана рассчитывать так, чтобы открывание клапана начиналось при разности давлений не более 4 кПа ($\sim 0{,}04$ кгс/см²).

В реальных конструкциях компрессоров иногда имеет место динамический наддув цилиндра — явление, при котором инерция струи всасываемого пара оказывается достаточной для того, чтобы давление в цилиндре в конце всасывания сравнялось с давлением во всасывающей полости и даже несколько превысило его (в последнем случае значение $\lambda_{др}$ достигает значений 1,01—1,03).

Типичные процессы вблизи н. м. т. иллюстрируются на рис. I-3 [3].

Существенное снижение производительности из-за дроссельных потерь (снижение $\lambda_{др}$) наблюдается при преждевременном закрытии всасывающего клапана, например когда сила давления пара меньше усилия упругих элементов, закрывающих клапан. Это наблюдается при работе с низкими давлениями всасывания — 20—25 кПа ($\sim 0{,}2$—$0{,}25$ кгс/см²). При более низких давлениях всасывания применение поршневых компрессоров становится затруднительным.

Коэффициент подогрева λ_w можно представить в виде произведения двух коэффициентов: $\lambda_w = \lambda_{wк}\lambda_{wц}$, где $\lambda_{wк}$ — коэффициент подогрева во всасывающем тракте (от патрубка до клапана) и $\lambda_{wц}$ — коэффициент подогрева в цилиндре. Эти коэффициенты определяют по следующим формулам:

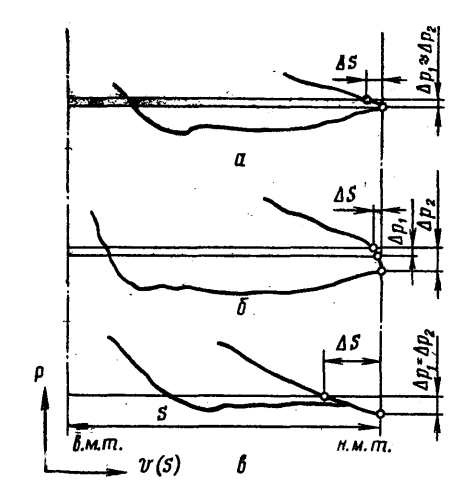


Рис. I-3. Типичные процессы вблизи н.м.т.: *а* — R22 ($t_0 = -15$°С; $t_к = 40$°С); *б* — R12 ($t_0 = 5$°С, $t_к = 40$°С); *в* — R12 ($t_0 = -50$°С; $t_к = 25$°С); $\Delta p_1 = p_{1мк} - p_{вс.пол}$; $\Delta p_2 = p_{1мк} - p_{нмт}$; ΔS — потерянная часть хода поршня.

$$\lambda_{wк} = \frac{v_{1км}}{v_{вс\cdot кл}};$$

$$\lambda_{wц} = \frac{v_{вс\cdot кл}}{v_{н.м.т}}.$$

Величины $\lambda_{wк}$, $\lambda_{wц}$ и λ_w для различных конструкций компрессоров приведены на рис. I-4. Там же показано изменение температуры пара при движении по всасывающему тракту. Как видно из рис. I-4, *а*, коэффициент подогрева зависит от отношения давлений π. При увеличении этого отношения возрастает температура пара в конце сжатия, что и обусловливает более высокий нагрев всасываемого пара от стенок цилиндра и поршня. Температура в конце сжатия возрастает также и при увеличении показателя изоэнтропы k.

Большее значение k у R717 по сравнению с фреонами обусловливает более интенсивный теплоприток к всасываемому пару. Поэтому в одном и том же компрессоре (при одинаковых π) коэффициент λ_w при работе на R717 ниже, чем при работе на R22 или R12.

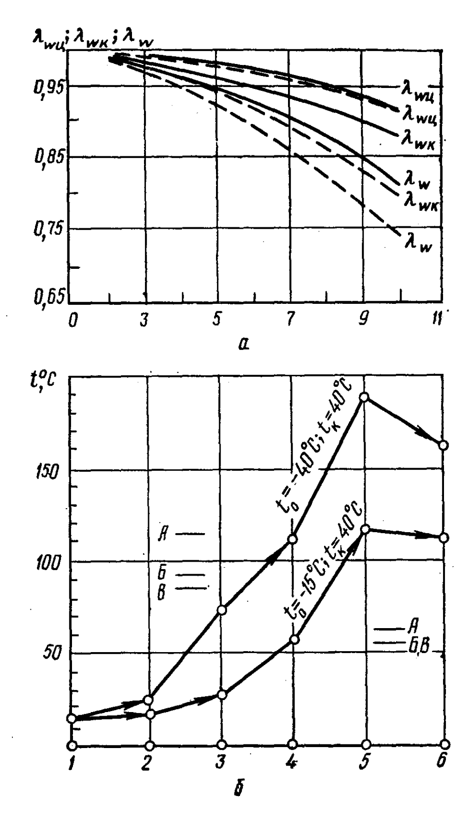


Рис. I-4. Влияние подогрева всасываемого пара на производительность компрессора:

а — значения коэффициента подогрева и его составляющих при работе на R22; П80 с внешним приводом (сплошная линия); ПБ80 со встроенным приводом (пунктир); компрессоры унифицированы; $D_ц$=76 мм, S=66 мм, z=8, n=24 с$^{-1}$; *б* — изменение температуры пара при прохождении всасывающего тракта компрессора ПБ80: *1* — во всасывающем патрубке; *2, 3* — перед электродвигателем и после него; *4* — перед всасывающим клапаном; *5* — после нагнетательного клапана; *6* — в нагнетательном патрубке; *А* — температура стенки цилиндра, *Б* — масла в картере, *В* — обмотки электродвигателя.

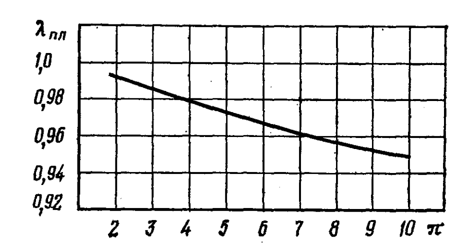
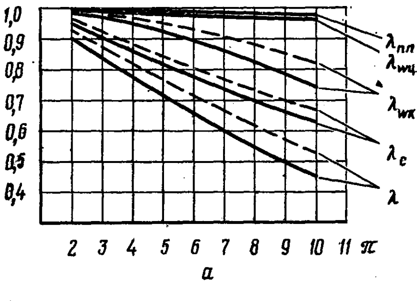


Рис. I-5. Коэффициент плотности $\lambda_{пл}=f(\pi)$.

Значение λ_w у компрессоров со встроенными электродвигателями существенно меньше, чем у компрессоров с внешним электроприводом. Это обусловлено тем, что нагрев всасываемого пара происходит не только за счет теплоты, выделяемой двигателем в количестве $Q_{эл.дв}=N_э(1-\eta_{эл.дв})$, но и за счет теплопритока к двигателю со стороны компрессора. Эта теплота передается через развитую поверхность статора и ротора электродвигателя.

Коэффициент плотности $\lambda_{пл}$ характеризует потери производительности из-за перетекания пара через зазор поршень —цилиндр. Типичная зависимость $\lambda_{пл}=f(\pi)$ для компрессора с поршневыми кольцами показана на рис. I-5.

В компрессорах, не имеющих поршневых колец, величина $\lambda_{пл}$ может быть и несколько ниже. Однако соответствующим подбором величины зазора и материалов гильзы цилиндра и поршня можно обеспечить при рабочих условиях (температуры гильзы и поршня) значения $\lambda_{пл}$, близкие к приведенным



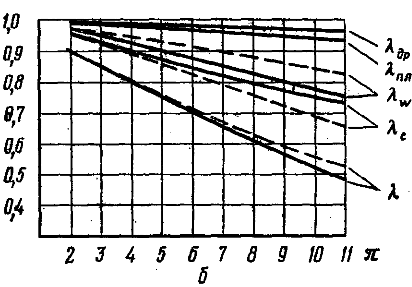


Рис. I-6. Коэффициент подачи (наполнения) λ и его составляющие:

а — компрессора П80 с внешним приводом (пунктир); компрессора ПБ80 со встроенным приводом (сплошная линия); $\lambda_{др}$ и $\lambda_{пл}$ — общие для обоих типов;
б — компрессоров П110 и П220; компрессоры унифицированы ($D_ц$ = 115 мм, S = 82 мм, z = 4 и 8, n = 24 с$^{-1}$), оба с внешним приводом; работе на R22 соответствует пунктирная линия, на R717 — сплошная; кривые для обоих компрессоров совпадают; $\lambda_{пл}$ и $\lambda_{wц}$ — общие для R22 и R17.

на рис. I-5. С увеличением частоты вращения $\lambda_{пл}$ возрастает.

Коэффициент прочих потерь $\lambda_п$ учитывает потери производительности, которые, не являясь органически неизбежными, на практике иногда оказывают существенное влияние на величину коэффициента наполнения. Это происходит, когда имеют место те или иные отклонения от нормальной работы компрессора (неплотное или несвоевременное закрытие клапанов и др.). При нормальной работе компрессора должно выполняться равенство

$$\lambda_п = \frac{\lambda}{\lambda_c \lambda_{др} \lambda_w \lambda_{пл}} \cong 1,$$

что свидетельствует о правильности определения остальных составляющих коэффициента подачи. На рис. I-6 показаны значения коэффициента подачи и отдельных его составляющих для компрессоров различной конструкции. Типичные зависимости коэффициента подачи от разных факторов (отношение давлений, температура кипения, мертвый объем, вид холодильного агента) представлены на рис. I-7.

Холодопроизводительность действительного компрессора (см. сноску на с. 3) определяют по формуле

$$Q_0 = G_a q_0 = \lambda G_{а.т} q_0 = \lambda \frac{V_{км}}{v_{вс}} q_0,$$

где q_0 — холодопроизводительность 1 кг холодильного агента в принятом для расчета рабочем цикле холодильной машины, для которого определены температуры (давления) кипения и конденсации, температуры всасывания и переохлаждения жидкости перед регулирующим вентилем. Перечисленные параметры достаточны для расчета характеристик холодильного цикла, а также для определения реальных значений λ и G_a, если известны зависимости этих величин от отношения давлений π.

Выбор того или иного холодильного цикла для определения холодопроизводительности действительного компрессора производят в зависимости от назначения компрессора. В ряде случаев этот цикл регламентирован стандартом.

На рис. I-8 показаны три варианта циклов и для каждого из них приведена величина q_0 как разность удельных энтальпий в соответствующих точках сравнительного цикла холодильной машины.

Для одноступенчатых компрессоров общего назначения обычно определяют холодопроизводительность при стандартных условиях: $t_0 = -15°$ С, $t_к = 30°$С, $t_u = 25°$ С; $t_{вс}$ берется равной —10° С для R717 и 20° С для фреонов.

Энергетические характеристики действительного компрессора включают в себя холодильные коэффициенты, индикаторный КПД и его составляющие, коэффициент индикаторного давления, механический, эффективный и электрический КПД.

Холодильные коэффициенты определяют следующим образом:

эффективный — по мощности на валу компрессора $\varepsilon_e = Q_0/N_e$;

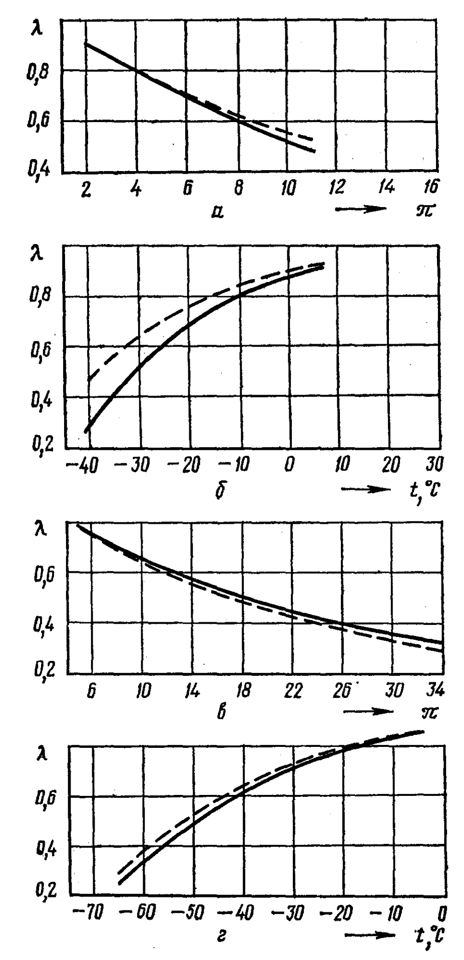


Рис. I-7. Коэффициент подачи (наполнения) $\lambda = f(\pi)$ и $\lambda = f(t_0)$ при $t_к = 30°$С:

а, б — для компрессоров П110 и П220 с $c = 4,5\%$ при работе на R717 (сплошная линия) и на R22 (пунктир); *в, г* — для компрессора ФУС12 [$D_ц = 67,5$ мм, $S = 50$ мм, $z = 4$, $c = 2\%$ (специальные клапаны)], при работе на R22 (сплошная линия), R502 (пунктир).

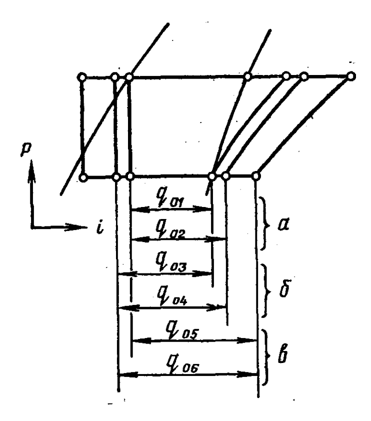


Рис. I-8. Удельная холодопроизводительность q_0 сравнительных циклов:

а — циклы без переохлаждения жидкости (q_{01} — без перегрева в испарителе, q_{02} — с перегревом); *б* — циклы с переохлаждением жидкости внешним источником (q_{03} — без перегрева в испарителе, q_{04} — с перегревом); *в* — регенеративные циклы (q_{05} — без переохлаждения жидкости внешним источником, q_{06} — с переохлаждением).

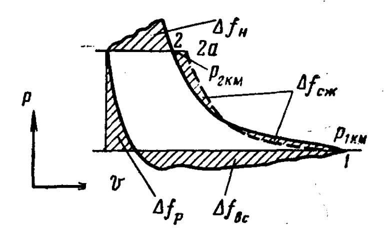


Рис. I-9. Индикаторная диаграмма действительного компрессора:

1—2 — линия сжатия; *1—2а* — линия сжатия по изоэнтропе без учета наличия мертвого объема; *1—2м* — линия сжатия по изоэнтропе с учетом наличия мертвого объема.

электрический — по мощности на клеммах приводящего электродвигателя $\varepsilon_э = Q_0/N_э$.

Внутренний, или *индикаторный*, *КПД* выражает отношение работы, затрачиваемой на сжатие 1 кг пара в теоретическом и действительном компрессорах $\eta_i = l_т/l_д$.

Величина $\eta_i < 1$ из-за энергетических потерь (в клапанах, от подогрева пара, перетеканий и др.), хотя в действительном компрессоре иногда непосредственно на сжатие пара затрачивается работа, меньшая, чем на изоэнтропическое сжатие в теоретическом компрессоре. Процесс обратного расширения сравнительно мало влияет на η_i. Работу действительного компрессора определяют по индикаторной диаграмме (рис. I-9), находя ее площадь.

Мощность действительного компрессора

$$N_i = p_i V_{км},$$

где p_i — среднее индикаторное давление, определяемое по индикаторной диаграмме аналогично тому, как это описано для теоретического компрессора.

Поскольку площади индикаторных диаграмм действительного и теоретического компрессоров различаются на величину заштрихованных площадок Δf_i (см. рис. I-9), p_i можно определить, прибавляя к теоретическому среднеиндикаторному давлению $p_{iт}$ (или вычитая из него) величину

$$\Delta p_i = \frac{10^{-6} \cdot \Delta f_i b}{S}. \qquad (I\text{-}1)$$

Отношение $\rho_i = \frac{p_i}{p_{iт}}$ называют *коэффициентом индикаторного давления*, который может быть больше или меньше 1. При известных λ и ρ_i индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{\lambda}{\rho_i}.$$

Индикаторный КПД η_i можно представить (подобно коэффициенту наполнения λ) в виде произведения ряда коэффициентов β_i [6, 9], каждый из которых характеризует воздействие отдельных процессов в компрессоре на его энергетическую эффективность и может быть подсчитан следующим образом: коэффициент, учитывающий потери от депрессии в нагнетательных клапанах[1],

$$\beta_н = \frac{1}{1 + \Delta\overline{p}_н};$$

коэффициент, учитывающий потери от депрессии во всасывающих клапанах[1],

$$\beta_{вс} = \frac{\lambda_{др}}{1 + \Delta\overline{p}_{вс}};$$

коэффициент расширения

$$\beta_{рш} = \frac{\lambda_c}{1 - \left(\frac{p_{2км} - p_{1км}}{p_{iт}} - 1\right) c - \Delta p_{рш}};$$

[1] Эти коэффициенты учитывают также потери во всасывающих и нагнетательных каналах и потери от пульсации давления в полостях.

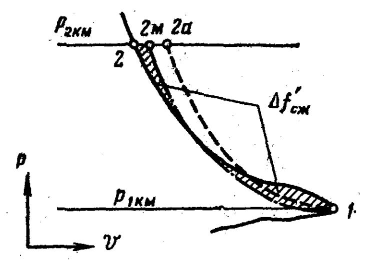


Рис. I-10. Линия сжатия в индикаторной диаграмме:

1—2 — действительная с переменным показателем *n*; *1—2а* — по изоэнтропе компрессора без мертвого объема; *1—2м* — по изоэнтропе компрессора с мертвым объемом.

коэффициент сжатия

$$\beta_{сж} = \frac{1}{1 + \left(\frac{p_{2км} - p_{1км}}{p_{iт}} - 1\right) c \pm \Delta p_{сж}}.$$

Коэффициент $\beta_{сж}$ можно определить проще, если воспользоваться величиной $\Delta p'_{сж}$, определяемой по площади $\Delta f'_{сж}$, заключенной между действительной линией сжатия *1—2* (рис. I-10) и изоэнтропой, проведенной из точки *1* в точку *2 м*. Изоэнтропа, соединяющая точки *1* и *2 м* в отличие от изоэнтропы *1—2а*, проводится с учетом объема пара, находящегося в мертвом пространстве. Значение $\beta_{сж}$ определяют по формуле

$$\beta_{сж} = \frac{1}{1 \pm \Delta p'_{сж}},$$

где $\Delta p'_{сж}$ — величина, подсчитанная по формуле (I-1)

Перечисленные выше коэффициенты β_i учитывают потери, связанные с процессами, которые находят отражение на индикаторной диаграмме. Существуют также потери, связанные с процессами, не фиксируемыми на индикаторной диаграмме. Эти потери учитывают с помощью следующих коэффициентов:

коэффициент подогрева $\beta_w \simeq \lambda_w$;

коэффициент плотности $\beta_{пл} \simeq \lambda_{пл}$.

Влияние потерь от перегрева всасываемого пара и от перетекания пара через зазор поршень — цилиндр на энергетические характеристики (η_i) практически такое же, как и на производительность компрессора.

Произведение коэффициентов β_i

$$\beta_н \beta_{вс} \beta_{рш} \beta_{сж} \beta_w \beta_{пл} = \frac{\lambda}{\rho_i} = \eta_i.$$

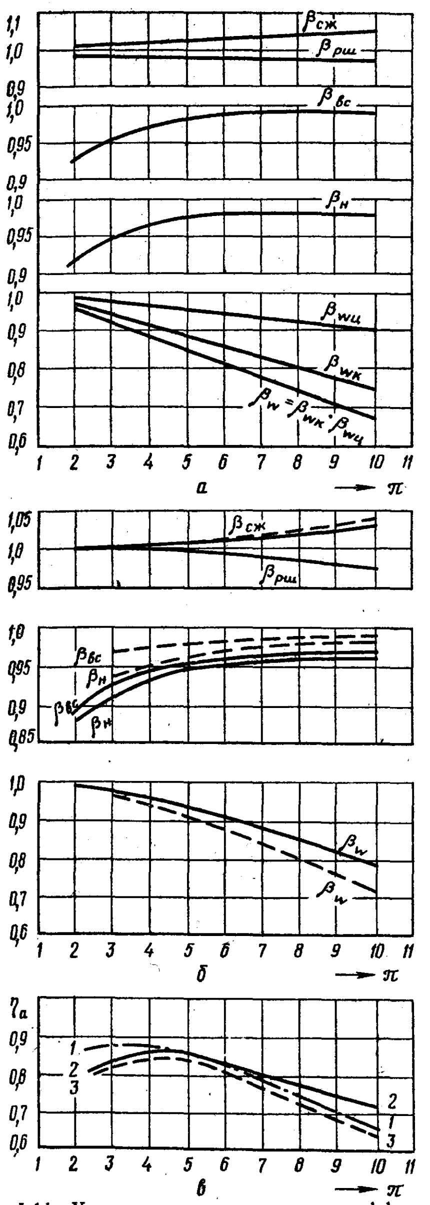


Рис. I-11. Характерные величины коэффициентов β_i и индикаторного КПД η_i:

а — коэффициенты β_i для компрессора ПБ80 при работе на R22; *б* — коэффициенты β_i для компрессора П110 при работе на R717 (пунктир) и на R22 (сплошная линия); $\beta_{пл}$ для R22 и R717 одинаковы; *в* — адиабатный внутренний КПД η_a компрессоров П80 и ПБ80: *1* — при работе П80 на R717 (штрихпунктир); *2* — П80 на R22 (сплошная линия); *3* — ПБ80 на R22 (пунктир).

На рис. I-11 представлены характерные значения коэффициентов β_i и η_i для современных холодильных компрессоров.

В аммиачных компрессорах наибольшие энергетические потери связаны с подогревом пара (снижение β_w). Во фреоновых компрессорах при малых π (режимы с высокими t_0) наибольшие потери возникают в клапанах. При увеличении π доля потерь в клапанах уменьшается, но одновременно снижается β_w; в наибольшей степени это сказывается при охлаждении встроенного электродвигателя всасываемыми парами фреона.

В большинстве случаев $\beta_{сж} \geqslant 1$; существенное повышение $\beta_{сж}$ характерно для компрессоров с интенсивным охлаждением при режимах с $\pi \geqslant 5$.

Обычно $\beta_{рш}$ изменяется от 0,97 до 1,03. Однако при работе на R502 в компрессорах со встроенными электродвигателями при $\pi = 10 \div 12$ значение $\beta_{рш}$ достигает 1,1.

Зависимость $\eta_i = f(\pi)$ для фреоновых компрессоров имеет, как правило, максимум, располагающийся в диапазоне π от 4 до 5. В компрессорах, работающих на фреонах, при малых отношениях давлений увеличиваются потери в клапанах (снижаются $\beta_н$ и $\beta_{вс}$), а все остальные потери, как и при работе на аммиаке, возрастают с увеличением π, что и обусловливает наличие максимума на кривой $\eta_i = f(\pi)$. Потери в клапанах при работе на аммиаке сравнительно невелики, поэтому зависимость $\eta_i = f(\pi)$ в этом случае максимума не имеет.

Приведенные данные соответствуют конструкциям компрессоров с клапанами, у которых $M = \dfrac{C_{кл}}{C_{зв}} \leqslant 0,25 \div 0,3$

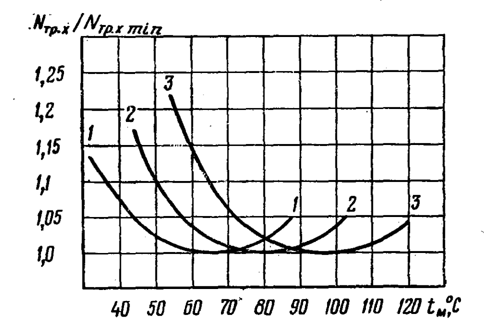


Рис. I-12. Отношение мощности трения холостого хода компрессора при различных температурах масла в картере к минимальному ее значению для масел, имеющих вязкость:
1 — $\mu=16\cdot10^{-6}$ м²/с (16 сСт); *2* — $\mu=25\cdot10^{-6}$ м²/с (25 сСт); *3* — $\mu=30\cdot10^{-6}$ м²/с (30 сСт).

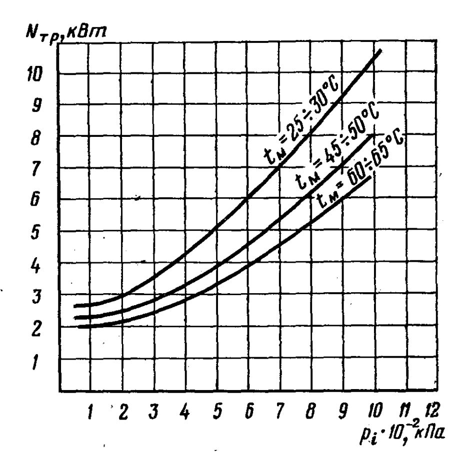


Рис. I-13. Зависимость мощности трения от среднеиндикаторного давления p_i и температуры масла в картере для АУУ90 ($D_ц=82$ мм, $S=70$ мм, $z=8$, $n=24$ с$^{-1}$).

Кроме мощности, расходуемой непосредственно на сжатие пара, при работе компрессора мощность также расходуется на преодоление сил трения ($N_{тр}$). Эта мощность (в нее включают и затраты на привод масляного насоса) существенно зависит от вязкости масла, а следовательно от температуры масла в картере. Различным маслам соответствуют разные температуры, при которых мощность трения на холостом ходу для данного компрессора имеет минимальное значение (рис. I-12). Работа при более высоких температурах масла нежелательна, поскольку при этом снижается его вязкость, что может вызвать разрыв масляной пленки на поверхностях трения.

Большая доля $N_{тр}$ (до 50—60%) приходится на работу поршневых колец.

На рис. I-13 показана зависимость мощности трения от противодавления на поршне и температуры масла в картере [6]. Приведенные графики получены в результате опытов, в процессе которых на протяжении всего хода поршня поддерживался заданный перепад давления без сжатия в цилиндре.

Мощность трения возрастает с повышением частоты вращения, причем увеличение $N_{тр}$ описывается степенной зависимостью с показателем степени 1,5—2, что, однако, справедливо лишь при повышении частоты вращения компрессора без изменения конструкции. Поэтому при переводе компрессоров на работу с существенно более высокими частотами вращения (например, при переходе от $n = 16$ с$^{-1}$ к 25 с$^{-1}$ или от $n = 25$ с$^{-1}$ к 50 с$^{-1}$ не только изменяют геометрические

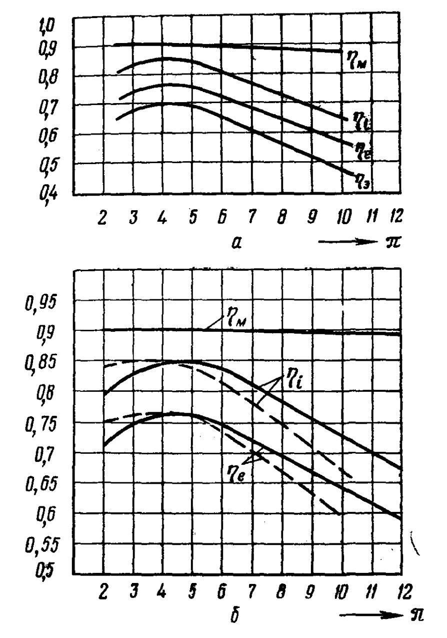


Рис. I-14. Зависимость $\eta_м$, η_i, η_e, $\eta_э$ от π для компрессоров с приводом от встроенного и внешнего электродвигателя (R22 — сплошная линия; R17 — пунктир):

а — компрессор со встроенным электродвигателем; *б* — компрессор с внешним приводом $\eta_м$ для R22 и аммиака одинаковы.

размеры цилиндров, но и вносят принципиальные изменения в конструкцию компрессора, добиваясь, чтобы увеличение мощности трения при неизменной производительности компрессора происходило не столь сильно.

Суммируя мощности, расходуемые на сжатие пара и на преодоление сил трения, получают мощность на валу компрессора, или эффективную мощность

$$N_e = N_i + N_{тр}.$$

Потери, связанные с трением, при расчетах часто учитывают *механическим КПД*

$$\eta_м = \frac{N_i}{N_e} = \frac{N_i}{N_i + N_{тр}}.$$

Эффективный КПД учитывает одновременно индикаторные и механические потери

$$\eta_e = \eta_i \eta_м = \frac{N_т}{N_e} = \frac{\varepsilon_e}{\varepsilon_т},$$

а *электрический КПД*, кроме того, — и потери в электродвигателе

$$\eta_э = \eta_e \eta_{эл.дв} = \frac{N_т}{N_э} = \frac{\varepsilon_э}{\varepsilon_т},$$

где $N_э$ — мощность на клеммах электродвигателя.

На рис. I-14 представлены типичные графики η_i, η_e, $\eta_э$ и $\eta_м$ для холодильных компрессоров со встроенным электродвигателем и с внешним приводом. Можно видеть, что значение η_e для компрессора с внешним приводом и со встроенным электродвигателем существенно различаются лишь при $\pi > 7$, а при меньших значениях π (режимы с высоким t_0) они практически совпадают. Значения $\eta_э$ компрессоров с внешним и встроенным приводами мало отличаются друг от друга во всем диапазоне работы. Это связано с тем, что уменьшение холодильного коэффициента, вызванное дополнительным подогревом пара в компрессоре со встроенным электродвигателем, компенсируется увеличением КПД встроенного электродвигателя, поскольку условия работы последнего вследствие интенсивного охлаждения благоприятнее, чем внешнего электродвигателя.

Эффективный КПД компрессора связан с его коэффициентом подачи

$$\eta_e = \frac{\Delta i_а V_{км} \gamma}{N_e} \lambda.$$

По известным λ и η_e можно определить мощность N_e для любого режима работы компрессора

$$N_e = V_{км} \gamma \Delta i_а \frac{\lambda}{\eta_e}.$$

При проектировании нового компрессора можно пользоваться величинами λ и η_e для близкого по конструкции аналога.

Исходные данные для расчета

Порядок расчета компрессора, как правило, следующий: вначале определяют необходимый объем, описываемый поршнями, затем выбирают основные геометрические размеры (см. раздел «Выбор основных размеров и конструктивных параметров») и в заключение производят газодинамический, динамический и прочностной расчеты (см. соответствующие разделы).

Для определения необходимого объема, описываемого поршнями, достаточно знать холодопроизводительность, которую должен обеспечить компрессор при заданном режиме работы, а также располагать информацией о коэффициентах подачи комп-

Таблица I-1

Сравнительные режимы для расчета поршневых компрессоров

Диапазон	Холодильный агент	Тип компрессора	Температура, °C				Режим
			t_0	$t_к$	$t_{1км}$	$t_и$	
Высокотемпературный	R12	ПГ, ПБ, П	5	40	20	35	Спецификационный
	R22		5	40	20	35	
	R12B1		5	60	20	55	
	R12		5	55	32	50	Информационный
	R22		5	55*	32	50	
Среднетемпературный	R12	ПГ, ПБ, П	—15	30	20	25	Спецификационный
	R22		—15	30	20	25	
	Аммиак	П**	—15	30	—10	25	
	R12	ПГ, ПБ, П	—15	55	32	50	Информационный
	R12		—15	40	20	35	
	R12		—25	40	20	35	
	R12		—25	55	32	50	
	R22		—15	55*	32	50	
	R22		—15	40	20	35	
	R22		—25	40	20	35	
	R22		—25	55*	32	50	
	Аммиак	П**	—15	35	0	30	
	Аммиак	П**	—25	35	—10	30	
Низкотемпературный	R502	ПГ, ПБ, П	—35	30	20	25	Спецификационный
	R13B1		—35	30	20	25	
	R13		—80	—30	0	—35	
	R502		—35	55*	20	50	Информационный

* Только для компрессоров номинальной производительностью до 36 кВт.
** Только для компрессоров номинальной производительностью от 48 кВт и более.

рессоров, близких к рассчитываемому по конструкции и производительности. Режим работы является полностью определенным, если выбран холодильный агент и заданы температуры кипения, конденсации, всасываемого пара и жидкости перед дросселирующим устройством. Для компрессоров общего применения режимы работы, по которым определяют объем, описываемый поршнями, установлены нормативными документами (ОСТ 26.03-943—77) и приведены в табл. I-1 (спецификационные режимы). Кроме спецификационных в этой таблице указаны информационные режимы; при работе на этих режимах производительность и потребляемая мощность должны быть указаны в качестве информационного материала в технических условиях на компрессоры. Режимы, приведенные в табл. I-1, используют при испытаниях компрессоров в целях определения их показателей и сравнения компрессоров между собой.

Специфика холодильного компрессора состоит в том, что его работа не ограничивается расчетным режимом; на практике всегда имеют место режимы, значительно отличающиеся в силу тех или иных причин (изменение внешних условий, необходимость остановок и пусков и др.) от расчетного. Поэтому, чтобы обеспечить нормальную работу всех узлов и деталей компрессоров, необходимо их рассчитывать с учетом условий, которые могут встретиться при эксплуатации.

Различают три расчетных режима (табл. I-2), выбранных с учетом изложенного требования.

Первый расчетный режим — силовой, при котором на поршень и детали кривошипно-шатунного механизма действует предельная разность давлений нагнетания и всасывания, является исходным для расчета на прочность механизма движения.

Поршни, шатуны, поршневые пальцы, штоки, крейцкопфы, коленчатые валы, под-

шипники рассчитывают по силе, возникающей вследствие разности давлений, действующих на площадь поршня, и равной

$$R_{рас} = \frac{\pi D_ц^2}{4} (p_к - p_0).$$

Силы, вызываемые депрессией во всасывающих и нагнетательных клапанах, незначительны, а силы инерции возвратно-поступательных движущихся частей действуют в направлении, обратном $R_{рас}$, поэтому ими при расчете, как правило, пренебрегают (повышая запас прочности деталей).

Второй расчетный режим — режим, при котором мощность на валу компрессора максимальна. Этот режим соответствует максимальному значению среднего индикаторного давления $p_{iт}$ (при максимальных температурах конденсации для выбранного холодильного агента и при $p_к/p_0 \cong 3$) и является исходным для расчета системы смазки, а также для подбора привода. Если компрессор предназначен для работы при нескольких частотах вращения, то расчет ведут для случая работы при наивысшей из них, если для работы на разных холодильных агентах — то для случая, когда индикаторное давление имеет наибольшее значение.

При расчетах по второму расчетному режиму не учитывают силы трения и принимают $\rho_i = 1$; при этом среднее усилие на поршень за один цикл

$$R_{ср} = \frac{\pi D_ц^2 p_{iт}}{4}.$$

Максимальная мощность

$$N_{max} = R_{ср} z S n;$$

расчетный крутящий момент

$$M_{рас} = \frac{N_{max}}{n}.$$

Третий расчетный режим — режим пробных давлений, применяют для расчета на прочность корпусных деталей компрессора, работающих под давлением паров холодильного агента: картеров, блок-картеров, цилиндров, крышек картеров и цилиндров.

Выбор основных размеров и конструктивных параметров

К основным размерам и параметрам поршневого компрессора относят объем, описанный поршнями в единицу времени, диаметр и ход поршня, количество цилиндров, частоту вращения.

При заданной холодопроизводительности (режим работы и холодильный агент также должны быть заданы) необходимый объем, описанный поршнями, определяют по формуле

$$V_{км} = \frac{Q_0 v_{вс}}{q_0 \lambda},$$

принимая при этом значение коэффициента подачи λ по аналогии с проверенными образцами компрессоров, близких по конструкции и производительности.

Объем, описанный поршнями, можно определить через основные размеры компрессора по формулам, приведенным в разделе «Теоретический компрессор». Выбор значений входящих в эти формулы $D_ц$, S, z и n при $V_{км}$ = idem зависит в некоторой степени от конструктора, однако на этот выбор объективно

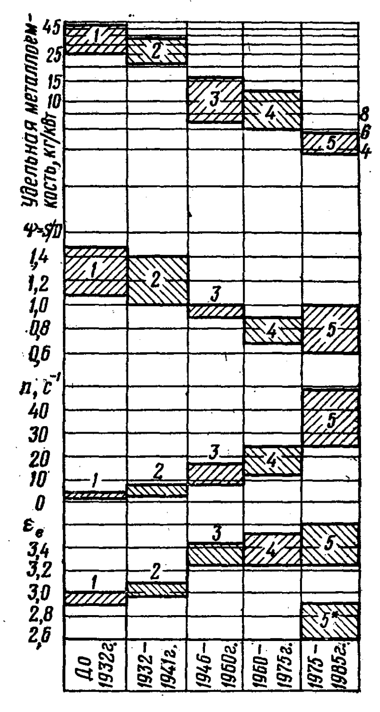


Рис. I-15. Динамика изменения основных параметров компрессоров отечественного производства:

1 — серия ГМ (крейцкопфные и бескрейцкопфные); *2* — серия АГ и ВП (крейцкопфные и бескрейцкопфные); *3* — по ГОСТ 6492—53; *4* — по ГОСТ 6492—61 (76); *5* — по ОСТ 26.03-943—77 (* — для бессальниковых компрессоров $\varepsilon_в$).

Таблица I-2

Расчетные условия для одноступенчатых поршневых холодильных компрессоров

Режим	Параметры	Компрессоры по ГОСТ 6492—76				Компрессоры новой градации по ОСТ 26.03-943—77											
						Холодопроизводительность свыше 36 кВт						Холодопроизводительность до 36 кВт					
		R22 R717	R12	R142	R13	R22 R717	R12	R12B1	R502	R13B1	R13	R22	R12	R12B1	R502	R13B1	R13
Первый	Температура конденсации предельная $t_к$, °C	42	64** / 50	85** / 70	—15	50	70	100	45	35	—15	55	70	100	45	35	—15
	Давление конденсации предельное $p_к$																
	МПа	1,67	1,67** / 1,22	1,57** / 1,08	1,47	1,96	1,88	1,69	1,88	1,96	1,47	2,2	1,88	1,69	1,88	1,96	1,47
	кгс/см²	17	17** / 12,5	16** / 11	15	20	19,2	17,2	19,2	20	15	22,5	19,2	17,2	19,2	20	15
	Разность давлений предельная ($p_к—p_0$)																
	МПа	1,18	1,18** / 0,78	1,18** / 0,78	1,18	1,67	1,67	1,67	1,67	1,67	1,67	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06
	кгс/см²	12	12** / 8	12** / 8	12	17	17	17	17	17	17	21	21	21	21	21	21
Второй	Среднее индикаторное давление $p_{i\ ср}$																
	МПа	0,64	0,7** / 0,47	0,49** / 0,33	0,49	0,81	0,69	0,52	0,36	1,04	0,49	0,83	0,69	0,52	0,36	1,04	0,49
	кгс/см²	6,5	7,2** / 4,8	5** / 3,4	4,5	8,3	7	5,3	3,7	10,6	5	8,5	7	5,3	3,7	10,6	5
	Температура кипения t_0, °C	0* / 10	10	15	—60	0 / 10	10	20	—20	—20	—60	10	10	20	—20	—20	—60
	Давление кипения p_0																
	МПа	0,42* / 0,68	0,4	0,24	0,28	0,68	0,4	0,24	0,29	0,46	0,28	0,68	0,4	0,24	0,29	0,46	0,28
	кгс/см²	4,3** / 7	4,2	2,5	2,9	7	4,2	2,5	3	4,7	2,9	7	4,2	2,5	3	4,7	2,9

Третий																
Пробные давления ***																
литые и сварные детали																
МПа	2,35	2,35**/1,57	2,35**/1,57	2,35	3,43	3,43	3,43	3,43	3,43	3,43	3,43	3,43	3,43	3,43	3,43	3,43
кгс/см²	24	24**/16	27**/16	24	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
водяные рубашки																
МПа	0,58	0,58	0,58	0,58	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	—	—	—	—	—	—
кгс/см²	6	6	6	6	10	10	10	10	10	10						

* В знаменателе указаны значения для R22, в числителе — для R717.

** В знаменателе приведены значения для компрессоров с диаметром цилиндра 101,6 мм и ходом поршня 70 мм, в числителе—для всех остальных компрессоров по ГОСТ 6492—76.

*** Значения пробных давлений при испытаниях деталей компрессоров по ОСТ 26.03-943—77 установлены в соответствии с требованиями Регистра СССР.

влияет ряд факторов (геометрического, технологического или другого характера), сведения о которых приведены ниже.

Важное значение при расчете компрессора имеет частота вращения n. По мере развития холодильного машиностроения происходило повышение частоты вращения и связанное с этим снижение металлоемкости и габаритов компрессоров (рис. I—15). Одновременно улучшались энергетические характеристики компрессоров. Повышение n влияет на выбор отношения $S/D = \Psi$, от которого зависит средняя скорость поршня, а следовательно, механические потери и износы. Компрессоры с большей частотой вращения характеризуются меньшими значениями Ψ.

В настоящее время отношение Ψ для холодильных компрессоров принимают:

Крейцкопфные двойного действия	0,9—0,8
Бескрейцкопфные	0,8—0,6
Поджимающие	0,7—0,5

Частота вращения непосредственно влияет также на величину сил инерции в механизме движения компрессора. Сила инерции возвратно-поступательных масс механизма движения пропорциональна ускорению j

$$j = (2\pi n)^2 \frac{S}{2} (\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha),$$

где α — угол поворота кривошипа (от верхней мертвой точки);

$\lambda = \frac{S}{2l_ш}$ — отношение радиуса кривошипа $S/2$ к длине шатуна $l_ш$ (обычно $\lambda = 0,18 \div 0,22$).

Наибольшего значения ускорение (и связанная с ним сила инерции) достигает в верхней мертвой точке, где $j_{max} \approx 23,7Sn^2$.

Фактором, характеризующим максимальное ускорение, является произведение Sn^2. Динамические качества поршневого компрессора определяются не столько абсолютным значением фактора Sn^2, сколько удельными силами инерции (на 1 м² площади поршня).

$$q = \frac{G_{п.с}Sn^2}{D_ц^2}.$$

В компрессорах разных размеров, но одного типа (например, бескрейцкопфных) с одним отношением $\frac{S}{D}$ связь между ходом поршня и частотой вращения n, обеспечивающая равенство удельных сил инерции [4],

$$S^{1,5}n^2 = \text{const}.$$

Из последней формулы следует, что уменьшению удельных сил инерции способствуют как сокращение массы возвратно-поступательно движущихся деталей, в основном массы поршня, так и снижение величины отношения $\Psi = S/D$. Однако если снижение массы полезно всегда (в пределах, допускаемых соображениями прочности и жесткости), то с уменьшением S/D увеличивается относительное мертвое пространство, что нежелательно. Поэтому отношение S/D целесообразно увеличивать в тех случаях, когда это допустимо с точки зрения прочности деталей механизма движения и возможности обеспечить хорошую работу клапанов (см. «Газодинамический расчет»).

В конструкциях последних лет наблюдается рост S/D до 1 в бескрейцкопфных компрессорах средней производительности с ходом поршня до 90 мм при частоте вращения 24 $с^{-1}$. При этом скорость поршня достигает 4,5 м·$с^{-1}$, но использование высококачественных материалов и масел позволяет сохранить высокие значения долговечности деталей механизма движения.

Выбор числа цилиндров компрессора зависит от многих факторов. Компрессоры с большим z имеют относительно меньшие массы и габариты, меньшие нагрузки на механизм движения и обладают бо́льшими технологичностью и ремонтопригодностью. Малое число цилиндров z обусловливает сравнительно меньшую стоимость изготовления, большую надежность. Для определения числа цилиндров z вновь проектируемого компрессора рекомендуется проводить технико-экономическое сравнение вариантов с учетом возможностей производственной базы.

Газодинамический расчет

Газодинамический расчет проводят с целью определения гидравлических потерь в газовом тракте компрессора в целом, а также на отдельных участках (в частности, в клапанах).

Гидравлические потери на гладких участках пренебрежимо малы по сравнению с потерями на участках, на которых имеются местные сопротивления. Поэтому сопротивления гладких участков газового тракта при расчете компрессора, как правило, не определяют.

Гидравлические потери на участке с местным сопротивлением определяют по формуле

$$\Delta p = \zeta \frac{c^2}{2} \gamma = \zeta \frac{V^2}{2f^2} \gamma.$$

Значения коэффициентов местного сопротивления ζ клапанов холодильных поршневых компрессоров, как правило, находятся в диапазоне от 1,5 до 3 (меньшие значения относятся к клапанам, открывающимся непосредственно в цилиндр). У кольцевых и ленточных клапанов $\zeta \cong 2$. Значения ζ для других участков, имеющих местное сопротивление, можно найти в справочниках по гидравлическим сопротивлениям [5].

Таблица I-3

Рекомендуемые средние скорости пара в проходных сечениях компрессора, м/с

Проходное сечение	Холодильный агент		
	R717	R22, R13	R12, R502, R12B1, R13B1
Всасывающий патрубок (вентиль)	20—25	15—20	12—17
Каналы в электродвигателе	—	25—30	22—27
Окна в цилиндрах	15—20	10—15	10—15
Всасывающий клапан			
седло и розетка	25—30	20—25	17—22
щель	40—60	30—40	25—35
Нагнетательный клапан			
седло и розетка	30—35	25—30	22—27
щель	40—60	30—40	25—35
Нагнетательный патрубок (вентиль)	25—30	20—25	17—22

Примечание. При работе на режимах с температурой кипения ниже —25° С значения рекомендуемых скоростей надо умножать на коэффициент $\left(\frac{\pi}{4}\right)^{0,2}$.

Значения рекомендуемых средних скоростей пара в различных проходных сечениях одноступенчатых компрессоров приведены в табл. I-3.

Величину гидравлических потерь газового тракта компрессора в целом находят, суммируя гидравлические потери отдельных участков.

Методика расчета клапанов имеет некоторые особенности. Пропускная способность клапана (объемный расход пара через клапан)

$$V = \alpha f \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\gamma}},$$

где $\alpha = \frac{1}{\sqrt{\zeta}}$ — коэффициент расхода клапана.

При заданных Δp и γ пропускная способность пропорциональна произведению $\alpha f = \Phi$. Величину Φ, называемую эквивалентной площадью клапана, можно определить, выбирая любое характерное сечение клапана в щели или седле,

$$\Phi = \alpha_{щ} f_{щ} = \alpha_{с} f_{с}.$$

При расчетах клапанов пользуются понятиями условной постоянной скорости пара в клапане $C_{кл}$.

$$C_{кл} = \frac{F}{\Phi} C_m,$$

где F — площадь поршня;

$C_m = 2Sn$ — средняя скорость поршня.

Формула для определения гидравлических потерь в клапане имеет вид

$$\Delta p_{кл} = \frac{C_{кл}^2}{2} \gamma.$$

При проектировании клапанов считают необходимым выдерживать условие

$$M_{кл} < 0,25,$$

где $M_{кл} = \frac{C_{кл}}{C_{зв}}$ — критерий скорости потока пара в клапане.

Часто компрессор предназначается для работы на нескольких холодильных агентах (R12, R22, R717 и др.). Проектирование клапанов такого компрессора с учетом указанного условия следует производить применительно к работе на R12. Тогда при работе на остальных холодильных агентах это условие будет выполнено автоматически.

Для аммиака скорости пара в клапанах могут быть несколько увеличены, например путем уменьшения высоты подъема пластин. Это целесообразно для повышения надежности клапанов.

В ответственных случаях гидравлические потери в клапанах рассчитывают для каждого положения поршня, исходя из действительной скорости пара [2]. Кроме того, определяют положение пластины клапана в каждой точке по ходу поршня и скорость ее перемещения на участках открытия и закрытия клапана. При этом пользуются методами математического моделирования с использованием ЭВМ [6].

Динамический расчет

Динамический расчет проводится для определения сил и моментов, действующих в компрессоре, в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Результаты динамического расчета служат основой для определения необходимого махового момента маховика (или степени неравномерности вращения при заданных размерах маховика), для расчета противовесов, для определения неуравновешенных сил, действующих на фундамент, для прочностных расчетов деталей компрессора, для расчета подшипников на износ, а также проектирования системы смазки.

На механизм движения работающего компрессора действуют силы давления пара в цилиндрах, силы трения, силы инерции и вращающий момент. При этом в опорах воз-

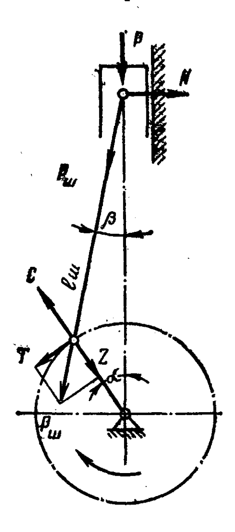


Рис. I-16. Схема кривошипного механизма и сил, действующих в нем.

никают реакции (рис. I-16). Для удобства расчета все эти силы представляют в единой форме — в виде удельных сил, отнесенных к единице площади поверхности поршня и имеющих размерность давления.

Силы давления $p_г$ определяют из индикаторной диаграммы компрессора, работающего в расчетном режиме (см. «Исходные данные для расчета»). Индикаторную диаграмму строят аналитическим или графическим способом [4], учитывая при этом депрессии пара во всасывающем и нагнетательном трактах.

Рекомендуется принимать $\Delta p_{вс} \cong 0{,}05$ МПа (0,5 кгс/см²),

$$\Delta p_н \cong 0{,}2 \text{ МПа } (2 \text{ кгс/см}^2).$$

Удельные силы трения возвратно-поступательно движущихся деталей $p_{тр \cdot пс}$ считают постоянными и равными ~0,06 МПа (0,6 кг/см²).

Удельные силы инерции возвратно-поступательно движущихся деталей для различных положений коленчатого вала[1] находят по формуле

$$I_{пс} = \frac{G_{пс}}{F_ц} (2\pi n)^2 \cdot \frac{s}{2} (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha),$$

где $G_{пс}$ — масса поршня в сборе вместе с пальцем и той частью шатуна, которая участвует в возвратно-поступательном движении (обычно 1/3 массы шатуна); для крейцкопфных компрессоров дополнительно учитывают массу штока и крейцкопфа.

Суммарная удельная сила

$$p_{св} = p_{сум} = p_г + p_{тр.пс} + I_{пс}.$$

Вдоль шатуна действует сжимающая удельная сила

$$p_ш = \frac{p_{св}}{\cos \beta},$$

которая передается на кривошип и может быть разложена на две составляющие:

тангенциальную

$$T = p_{св} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

и радиальную

$$Z = p_{св} \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

На поверхность цилиндра со стороны поршня (или на направляющую со стороны крейцкопфа) действует удельная сила

$$N = p_{св} \operatorname{tg} \beta,$$

достигающая максимального значения при $\operatorname{tg} \beta = \lambda$:

$$N_{max} = p_{св} \lambda,$$

где $\lambda = \frac{S}{2l_ш}$.

Вычислив значения T для различных положений кривошипа, строят диаграмму $T = f(\alpha)$. Если компрессор многоцилиндровый, то кривую тангенциальных составляющих строят для каждого цилиндра, учитывая, что газовые процессы в цилиндрах происходят со сдвигом один относительно другого; после чего все кривые суммируют. Для определения среднего значения тангенциальной удельной силы $T_{ср}$ производят планиметрирование площади под суммарной кривой и строят равновеликий этой площади прямоугольник с основанием, равным длине диаграммы. Высота прямоугольника соответствует искомому значению $T_{ср}$.

Среднюю величину крутящего момента находят по формуле

$$M_{кр.ср} = T_{ср} F_ц \frac{S}{2}.$$

На тех участках суммарной диаграммы тангенциальных сил, где $T > T_{ср}$, кинетическая энергия вращающихся масс (в основном маховика) расходуется и частота вращения вала уменьшается, на участках, где $T < T_{ср}$, энергия запасается и частота вращения увеличивается.

Степень неравномерности вращения вала можно определить по формуле

$$\delta = \frac{f F_п a b}{G_{мх} D_{мх}^2 n^2},$$

где f — избыточная площадь диаграммы (одной волны) над ординатой $T_{ср}$, выраженная в мм²;

a и b — масштабы длин и давлений.

Степень неравномерности уменьшается с повышением частоты вращения и с увеличением количества цилиндров. Поэтому степень неравномерности вращения компрессоров с переменной частотой вращения определяют при минимальной частоте, а компрессоров,

[1] При ручном счете, как правило, положения коленчатого вала выбирают отстоящими друг от друга на 15°, при расчете с помощью ЭВМ — на 5°.

регулирование производительности которых производят отключением цилиндров, — при минимальном количестве работающих цилиндров. Степень неравномерности вращения компрессора желательно уменьшать, поскольку при этом повышается долговечность электродвигателя и уменьшается вибрация.

Рекомендуемая степень неравномерности вращения компрессоров δ с различными приводами приведена ниже.

Асинхронные электродвигатели с ременной передачей или эластичной муфтой и поршневые двигатели	$\frac{1}{25}$ — $\frac{1}{40}$
Асинхронные электродвигатели с жесткой муфтой или насаженные на коленчатый вал	$\frac{1}{30}$ — $\frac{1}{80}$
Синхронные электродвигатели с жесткой муфтой или насаженные на коленчатый вал	$\frac{1}{120}$ — $\frac{1}{200}$

Силы инерции не замыкаются в компрессоре, они передаются на фундамент. Величина и направление сил меняются в зависимости от угла поворота коленчатого вала, вызывая дополнительные нагрузки на узлы компрессора и его вибрацию. Силы инерции могут быть существенно уравновешены различными конструктивными приемами: установкой противовесов на щеках коленчатого вала, использованием рациональных схем расположения цилиндров и др.

При конструировании большинства компрессоров обеспечивают уравновешивание центробежных сил инерции от вращающихся деталей и сил инерции первого порядка от деталей, движущихся возвратно-поступательно.

Центробежные силы для данного компрессора постоянны по величине, и частота изменения их направления равна частоте вращения коленчатого вала. Эти силы автоматически уравновешиваются в компрессорах с валами, имеющими более одного колена, а момент от сил или сила в компрессоре с одноколенным валом могут быть уравновешены полностью при любой схеме вала и расположения цилиндров с помощью противовесов.

Величину центробежной силы определяют по формуле

$$R_{вр} = G_{вр}\,(2\pi n)^2 l_{вр},$$

где $l_{вр}$ — расстояние от центра тяжести неуравновешенной массы до оси вращения.

К вращающимся деталям относят шатунную шейку, неуравновешенную часть щеки вала, часть шатуна в зависимости от расположения его центра тяжести (обычно $^2/_3$ массы).

Массу противовесов (обычно используют два одинаковых противовеса) для уравновешивания центробежных сил определяют из условия

$$2G_{пр}R_{пр} = G_{вр}R_{вр},$$

где $G_{пр}$ — масса одного противовеса.

Силы инерции первого порядка меняются по величине с частотой, равной частоте вращения вала, а линии их действия всегда совпадают с осями соответствующих цилиндров. Они равны

$$R_{пс1} = G_{пс}\,(2\pi n)^2\,\frac{S}{2}\cos\alpha.$$

Степень возможности уравновешивания сил инерции I порядка и их моментов в различных схемах компрессоров приведена в табл. I-4.

Таблица I-4

Степень уравновешенности сил инерции и моментов сил инерции первого порядка

Расположение цилиндров	Число колен вала	Угол между кривошипами вала в градусах	Число цилиндров	Угол между цилиндрами, град	Степень уравновешенности, %	
					сил	моментов
Вертикальное или горизонтальное	1	—	1	—	50	—
Угловое	1	—	2	90	100	—
Оппозитное	2	180	2	180	100	100
Вертикальное	2	180	2	0	100	50
V-образное	2	180	4	90	100	100
W-образное	2	180	6	60	100	100
VV-образное	2	180	8	45	100	100

Противовесы, с помощью которых проводится уравновешивание, должны быть рассчитаны с учетом правила плеч [4]. Для противовесов величина $l_{пр}$ должна определяться с учетом истинного положения центра тяжести, кроме того, важно точно определить продольную координату центра тяжести (для учета длины плеч). Оставшиеся неуравновешенными силы инерции передаются на фундамент и должны учитываться при его расчете.

В ответственных случаях принимают во внимание также и силы инерции второго порядка, величина которых определяется по формуле

$$R_{пс2} \cong G_{пс} (2\pi n)^2 R\lambda \cos 2\alpha .$$

Приведенные формулы определяют силы, действующие в каждом цилиндре, и суммировать их необходимо с учетом направления действия сил по линии каждого цилиндра.

Для уменьшения вибрации, вызываемой неуравновешенностью движущихся деталей и узлов, коленчатые валы современных быстроходных компрессоров подвергают динамической балансировке, детали, движущиеся возвратно-поступательно, выполняют так, чтобы их массы минимально отличались от расчетных. Эти отклонения массы и дисбаланс должны быть тем меньше, чем выше частота вращения вала компрессора и чем выше требования по уровню вибрации. Указанные требования регламентируются ОСТ 26.03-777—78.

Таблица I-5

Предельные значения напряжений, удельных нагрузок и других величин при расчете узлов и деталей поршневых холодильных компрессоров

Деталь, узел	Рассчитываемая величина	Рекомендуемое значение
Поршень (из алюминиевого сплава)	Напряжение, МПа	
	изгиб днища	30
	сжатия стенки	40
Поршневой палец	Напряжение, МПа	
	изгиба	120
	среза	100
	Овализация диаметра	0,001 диаметра пальца
Шатун	Напряжение растяжения-сжатия в поршневой головке и стержне, МПа	100
Шатунный болт и болт противовеса (из легированных сталей)	Суммарное напряжение от растяжения, МПа	150
Коленчатый вал	Суммарное напряжение от изгиба и кручения, МПа	50
Поршень-цилиндр (поршень из алюминиевого сплава)	Удельняя нагрузка на боковую поверхность, МПа	0,25
Поршень — палец (плавающий)	Удельная нагрузка на поверхность бобышек, МПа	8
Шатун — палец (бронзовая втулка)	Удельная нагрузка на поверхность втулки, МПа	10
Шатун — коленчатый вал; коренной подшипник скольжения — коленчатый вал	Средняя удельная нагрузка при баббитовом вкладыше, МПа	2,5
	То же при сталеалюминиевом вкладыше, МПа	3,5
	Максимальная удельная нагрузка при баббитовом вкладыше, МПа	4,5
	То же при сталеалюминиевом вкладыше, МПа	5,5
Подшипник качения (коренная опора) при коэффициенте динамичности 1,6	Долговечность, ч	30 000

Прочностные расчеты

На прочность рассчитывают поршни, поршневые пальцы, шатуны, шатунные болты, коленчатые валы, крышки простой конфигурации, штоки, пружины и ответственные крепежные элементы. Шатуны, коленчатые валы и штоки, кроме того, проверяют на жесткость.

Узлы и детали поршневых холодильных компрессоров можно рассчитывать на прочность по методикам и формулам, используемым в двигателестроении [13, 14]. Следует иметь в виду, что входящие в формулы значения предельных допустимых напряжений, нагрузок и некоторых других величин при расчете поршневых холодильных компрессоров могут отличаться от значений, рекомендуемых для расчета двигателей. Рекомендуемые значения предельных нагрузок и других величин для деталей холодильных компрессоров приведены в табл. I-5.

ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГЕНТЫ

Диапазоны работы поршневых компрессоров на различных холодильных агентах в соответствии с ОСТ 26.03-943—77 указаны в табл. I-6.

Таблица I-6

Условия работы компрессоров на различных холодильных агентах

Диапазон	Температура кипения, °С	Холодильный агент	Предельная температура конденсации, °С
Высокотемпературный	От 10 до —15	R12	70
	От 10 до —15	R22	50
	От 20 до —5	R12B1	100
Среднетемпературный	От —10 до —25	R12	70
	От —10 до —30	R22	50
	От +5 до —30	R717	50
Низкотемпературный	От —20 до —45	R502	45
	От —20 до —55	R13B1	35
	От — 60 до —100	R13	—15

Примечание. Для компрессоров номинальной производительностью до 36 кВт предельная температура конденсации при работе на R22 составляет 55°С.

Кроме указанных иногда (сравнительно редко) применяют другие холодильные агенты: пропан, пропилен, этан, этилен (последние два для каскадных холодильных машин).

Современные поршневые компрессоры изготавливают практически полностью унифицированными для работы на различных холодильных агентах, тем не менее при едином исполнении предусматривают преимущественное применение тех или иных холодильных агентов для разных уровней температур кипения и конденсации.

При работе на различных холодильных агентах рабочие процессы в компрессоре существенно различаются. Эти различия связаны с термодинамическими и физическими свойствами холодильных агентов.

Заданный режим работы компрессоров определяется температурами кипения и конденсации. Каждый из холодильных агентов при этих температурах имеет свои давления $p_{1км}$ и $p_{2км}$, соответственно их отношение π и температуру в конце сжатия t_2.

Ниже приведено сопоставление характеристик компрессора при работе на наиболее широко используемых холодильных агентах: R717, R22, R502, а также R12.

Сравнение условий работы на двух близких по уровню давлений холодильных агентах (R22 и R717) показывает, что различие характеристик компрессора в основном вызвано различиями в отношениях давлений и показателях изоэнтроп (точнее политроп) сжатия и расширения.

При заданных t_0 и $t_к$ у аммиака выше π и показатель политропы сжатия n. Это вызывает снижение λ_c, несмотря на большую величину показателя политропы расширения

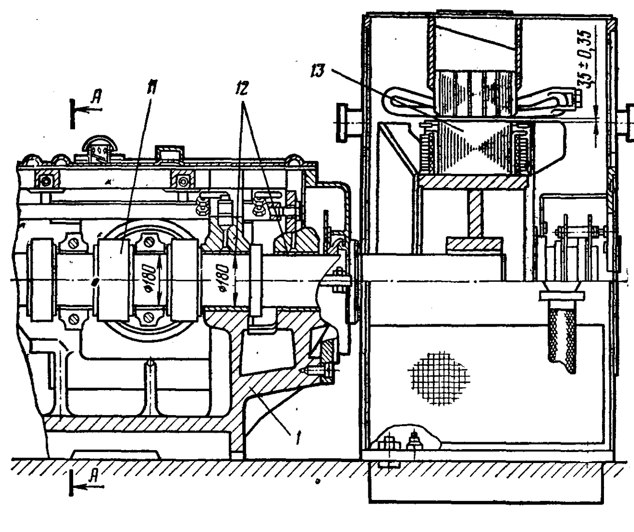


Рис. I-17. Крейцкопфный оппозитный аммиачный одноступенчатый компрессор двойного действия АО1200 холодопроизводительностью 1400 кВт, $n = 8{,}33\ с^{-1}$:

1 — рама; *2* — фонарь крейцкопфа; *3* — цилиндр; *4* — поршень; *5* — клапаны; *6* — шток; *7* — сальник; *8* — крейцкопф; *9* — палец; *10* — шатун; *11* — коленчатый вал; *12* — коренные подшипники; *13* — электродвигатель.

m, а также приводит к повышению температуры нагнетания, последнее приводит к снижению величины $\lambda_w(\beta_w)$ аммиака сравнительно с R22. Указанные различия возрастают с понижением температуры кипения. Наоборот, при сравнительно высоких температурах кипения (—10° С и выше) различия в π и $t_{2ц}$ становятся незначительными. В то же время потери в клапанах при работе на аммиаке при режимах с $\pi \leqslant 4$ существенно меньшие, чем при работе на R22 и тем более на R12. Следует учитывать, что холодопроизводительность при работе на R22 и аммиаке при режимах с $t_0 = -30°$ С и выше практически одинакова.

Из сравнения основных характеристик компрессора (холодопроизводительность Q_0 и холодильный коэффициент ε) при работе на R22 и аммиаке видно, что при режимах с $\pi \geqslant 6$ преимущество имеет R22; при $\pi \leqslant 4$ лучше показатели у компрессора, работающего на аммиаке. Однако такие режимы относятся главным образом к работе в системах кондиционирования воздуха, для которых аммиак неприемлем. При режимах с $\pi \geqslant 9$ аммиак существенно уступает R22 в отношении Q_0 и ε, и, кроме того, работа на аммиаке при $\pi > 10$ в одноступенчатом сжатии становится невозможной из-за высоких температур в конце сжатия.

Характеристики компрессора (Q_0 и ε) при работе на R12 уступают его характеристикам при работе на R22 во всем диапазоне одноступенчатого сжатия. Отношения давлений π для этих холодильных агентов практически одинаковы (несколько меньшие значения π для R22). При режимах с t_0 ниже —30°С R12 применяют редко из-за вакуума

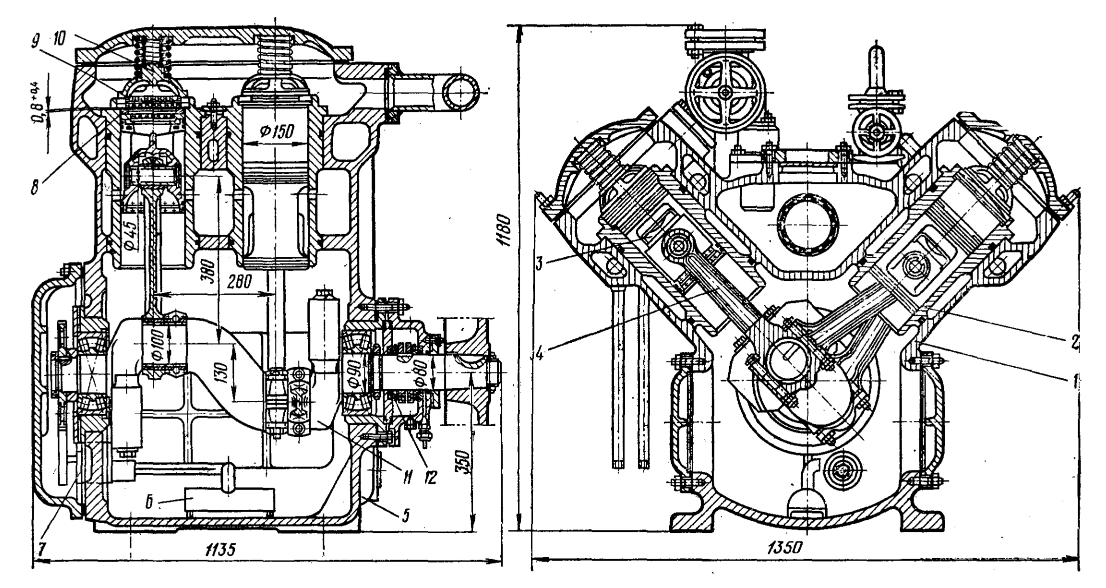


Рис. I-18. Бескрейцкопфный прямоточный V-образный одноступенчатый компрессор АУ200 холодопроизводительностью 230 кВт (200 тыс. ккал/ч), работающий на R22, $n=16$ с$^{-1}$:

1 — блок-картер; *2* — гильза цилиндра; *3* — поршень с кольцами; *4* — шатун; *5* — щелевой масляный фильтр; *6* — заборный масляный фильтр; *7* — шестеренный затопленный масляный насос; *8* — всасывающий клапан; *9* — нагнетательный клапан; *10* — фонарь и буферная пружина; *11* — коленчатый вал с противовесами; *12* — сальник уплотнения вала.

на стороне всасывания. В связи с меньшим значением Q_0 для R12 (при $V_{км} = \text{idem}$) удельные потери трения на этом холодильном агенте больше (меньше $\eta_м$). Поэтому R12 следует применять преимущественно при режимах работы с высокими температурами конденсации.

Сопоставление R22 и R502 показывает преимущество последнего при режимах с t_0 ниже $-25 \div -30°$ С. При работе на R502 ниже π и температура конца сжатия $t_{2ц}$. Вследствие этого выше λ (несмотря на меньшие значения m), выше Q_0 и ε_e [4, 9] . Вместе с тем значение $\beta_{рш}$ несколько выше и достигает значений, равных 1,1 при $\pi = 20$. Одно из важнейших преимуществ R502 — обеспечение лучших условий для охлаждения встроенного электродвигателя (подробнее см. главу VII).

Показатели действительных компрессоров существенно отличаются от теоретических при работе на различных холодильных агентах. Так, теоретический холодильный цикл с изоэнтропным сжатием R12 эффективнее, чем со сжатием аммиака, R22 и R502, а действительные показатели компрессора, работающего на этом холодильном агенте, ниже.

КОНСТРУКЦИИ И ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРОВ

Крупные компрессоры

Крупные компрессоры ($Q_0 > 120$ кВт) выполняют крейцкопфными двойного действия (рис. I—17) и бескрейцкопфными простого действия (рис. I-18, I-19). И те и другие компрессоры в настоящее время изготовляют с различным количеством цилиндров, в основном многоцилиндровыми, с таким расположением цилиндров и такими схемами коленчатых валов, которые помимо полного уравновешивания вращающихся масс позволяют в наилучшей степени компенсировать силы инерции I порядка и моменты этих сил, возникающие от масс деталей, совершающих возвратно-поступательное движение.

Крейцкопфные непрямоточные компрессоры выпускают холодопроизводительностью свыше 600 кВт с частотой вращения, как правило, примерно до 8 с$^{-1}$. В настоящее время наиболее распространена конструкция с оппозитным расположением горизонтальных цилиндров (2, 4 и 6). Некоторые фирмы США, ФРГ и других стран применя-

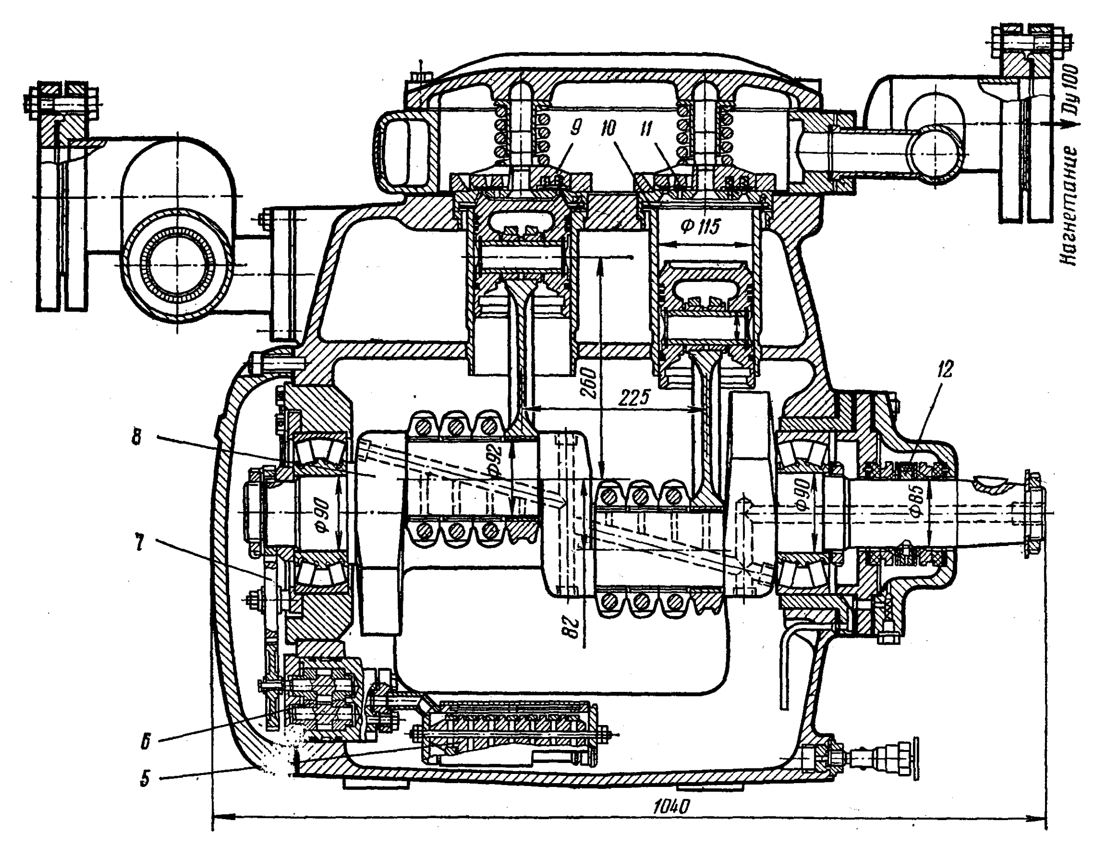


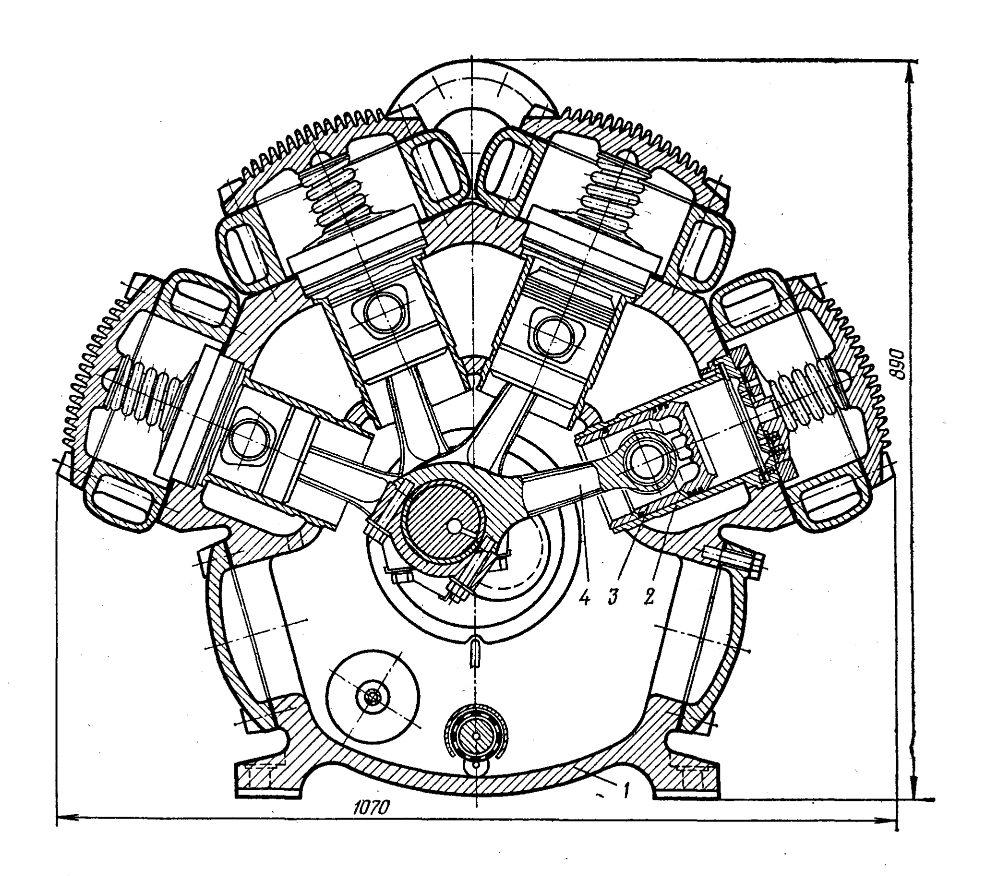
Рис. I-19. Бескрейцкопфный непрямоточный VV-образный одноступенчатый компрессор П220
1 — блок-картер; *2* — гильза цилиндра; *3* — поршень с кольцами; *4* — шатун; *5* — заборный масляный фильтр; вовесами; *9* — ложная крышка; *10* — всасывающий клапан; *11* — нагнетательный клапан; *12* — сальник уп-

ют и V-образное расположение цилиндров. Кривошипно-шатунный механизм размещен в раме, к которой примыкают фонари с крейцкопфными параллелями. Цилиндры одноступенчатых компрессоров имеют обычно водяное охлаждение. Шатуны — с неразъемной верхней и разъемной нижней головками. Компрессоры этого типа применяют для сжатия дешевых холодильных агентов (аммиак, этан, пропан), поскольку штоковые сальники не обладают абсолютной плотностью.

В СССР проведена унификация газовых и холодильных оппозитных компрессоров. При этом раму, механизм движения и систему смазки выполняют одинаковыми, но в холодильных компрессорах устанавливают другие цилиндры со своими клапанами, сальниками и поршнями (см. рис. I-17). Диаметр цилиндра холодильного компрессора подбирают по усилию, которое возникает под влиянием максимальной разности давлений нагнетания и всасывания. Это усилие не должно превосходить значения, установленного для конкретной машины ряда.

Приводом крейцкопфных компрессоров служат синхронные электродвигатели, ротор которых насаживают консольно на конец коленчатого вала. Применяют также привод от двигателей внутреннего сгорания (газомотокомпрессоры), при этом в угловых машинах вертикальные цилиндры являются моторными, а горизонтальные — компрессорными.

В крейцкопфных компрессорах масляные насосы (для смазки кривошипно-шатунного механизма), холодильники для масла и лубрикаторы (для смазки цилиндров и сальников штока) обычно выполняют в виде отдельного агрегата, с использованием для каждого смазочного устройства своего индивидуального электродвигателя. В конце 60-х годов



холодопроизводительностью 268 кВт (230 тыс.ккал/ч), работающий на R22, $n=24$ с$^{-1}$:

6 — шестеренный затопленный насос; *7* — шестерни привода масляного насоса; *8* — коленчатый вал с противолотнения вала.

появились компрессоры без смазки цилиндров. В отечественных бессмазочных компрессорах используют поршневые кольца и уплотнения штоков (сальники), изготовленные из композиционных материалов на базе фторопласта, способных работать без смазки. Зарубежные фирмы выпускают компрессоры и с лабиринтными уплотнениями поршней (обычно на вертикальных цилиндрах).

Бескрейцкопфные компрессоры изготавливают холодопроизводительностью до 500 кВт в прямоточном и непрямоточном исполнениях. Отечественная промышленность выпускает бескрейцкопфные компрессоры холодопроизводительностью до 250 кВт с частотой вращения до 24 с$^{-1}$.

В прямоточных компрессорах по сравнению с непрямоточными более удобно размещается эффективная водяная рубашка охлаждения цилиндров, клапаны расположены более свободно, что позволяет понизить дроссельные потери (повысить $\beta_{вс}$), однако при этом из-за большого мертвого объема несколько понижается λ_c. Большая масса возвратно-поступательно движущихся частей обусловливает бо́льшее значение работы сил трения в прямоточном компрессоре, худшую его уравновешенность (что предопределяет меньшую, при прочих равных условиях, частоту вращения), бо́льшие габариты.

В последнее время в холодильном машиностроении существует тенденция к переходу на непрямоточные конструкции. При таком переходе не ухудшаются (а в некоторых случаях даже улучшаются) объемные и энергетические коэффициенты (рис. I-20).

Конструкции крупных бескрейцкопфных компрессоров характеризуются веерообразным, как правило, расположением цилиндров (число цилиндров — от 4 до 16); применяют

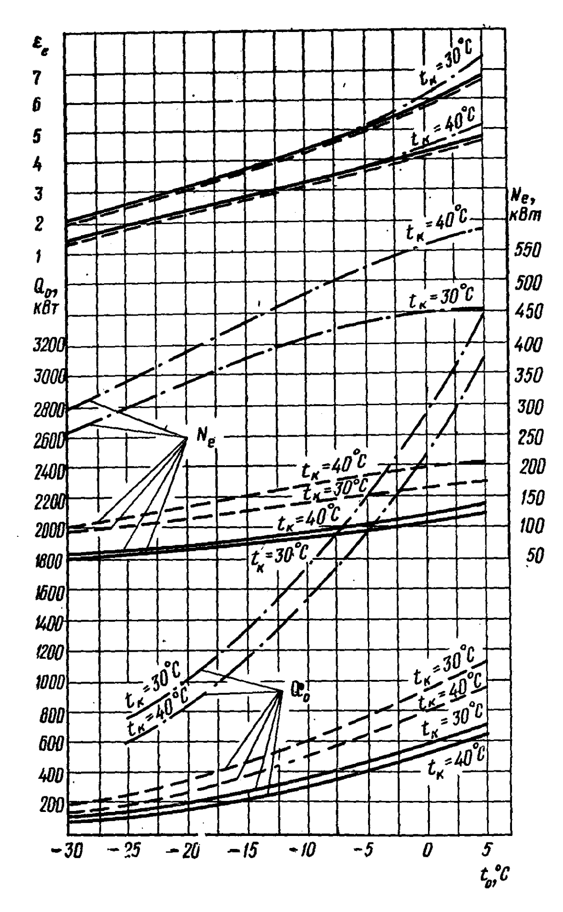


Рис. I-20. Сравнительные характеристики крупных одноступенчатых компрессоров при работе на аммиаке:

сплошные линии — П220 бескрейцкопфного непрямоточного 8-цилиндрового VV-образного (D=115 мм, S=82 мм, n=24 $с^{-1}$); пунктир — АУУ400 бескрейцкопфного прямоточного 8-цилиндрового VV-образного (D=150 мм, S=130 мм, n=16 $с^{-1}$); штрихпунктир — АО1200 оппозитного крейцкопфного непрямоточного 2-цилиндрового (D=280 мм, S=220 мм, n=8,33 $с^{-1}$).

преимущественно блок-картерные конструкции со вставными гильзами цилиндров; коленчатые валы — двухопорные с противовесами или трехопорные при числе цилиндров более 8. Смазка — принудительная от насоса, приводимого в движение от коленчатого вала через промежуточные шестерни (затопленный) или непосредственно от носка вала (незатопленный). Компрессоры для работы на аммиаке имеют водяное охлаждение цилиндров, или верхних частей блок-картера, или проставок, образующих полость нагнетания. Реже применяют водяное охлаждение боковых крышек, так как относительно небольшая поверхность не всегда позволяет заметно охладить масло. При работе на фреонах чаще всего применяют воздушное охлаждение корпуса компрессора. Картеры заполнены маслом, верхний уровень которого поддерживают на 5—10 мм ниже противовесов.

Блок-картерная конструкция имеет следующие преимущества: при эксплуатации сохраняется точная геометрия основных осей компрессора; относительно бóльшая герметичность; большая жесткость и прочность конструкции при меньшей толщине стенок; простота ремонта цилиндров (из-за наличия сменных гильз).

Двухопорные, двухколенчатые валы, получившие наибольшее распространение, обеспечивают возможность использования подшипников качения; большую компактность конструкции при размещении до четырех шатунов на одной шатунной шейке вала; удобное расположение противовесов; меньшую стоимость изготовления.

На базе одноступенчатых бескрейцкопфных компрессоров часто выполняют двухступенчатые компрессоры с большим процентом унификации деталей. Крупные бескрейцкопфные компрессоры выпускают в основном в сальниковом исполнении, однако в последнее время возрастает доля выпуска бессальниковых компрессоров, холодопроизводительность которых достигает 250 кВт (ГДР, СССР).

На рис. I-20 даны экспериментальные характеристики аммиачных компрессоров различного конструктивного исполнения—крейцкопфного непрямоточного двойного действия с оппозитным расположением цилиндров и двух бескрейцкопфных VV-образных простого действия — (прямоточного и непрямоточного). Все эти компрессоры имеют водяное охлаждение цилиндров (или проставки — П220). При этом холодопроизводительность (как и описываемые поршнями объемы) сравниваемых компрессоров отличаются почти в 6 раз, а частота вращения в 3 раза (от 8,33 до 24 $с^{-1}$), однако их средние скорости поршня очень близки (от 4,15 до 3,66 $м \cdot с^{-1}$). Из рис. I-20 видно, что энергетические коэффициенты этих компрессоров, несмотря на коренное различие конструкций, близки во всем диапазоне одноступенчатого сжатия и достаточно высоки. Это показывает, что при правильном выборе основных конструктивных параметров у хорошо доведенных поршневых компрессоров тип принципиальной схемы не является решающим фактором,

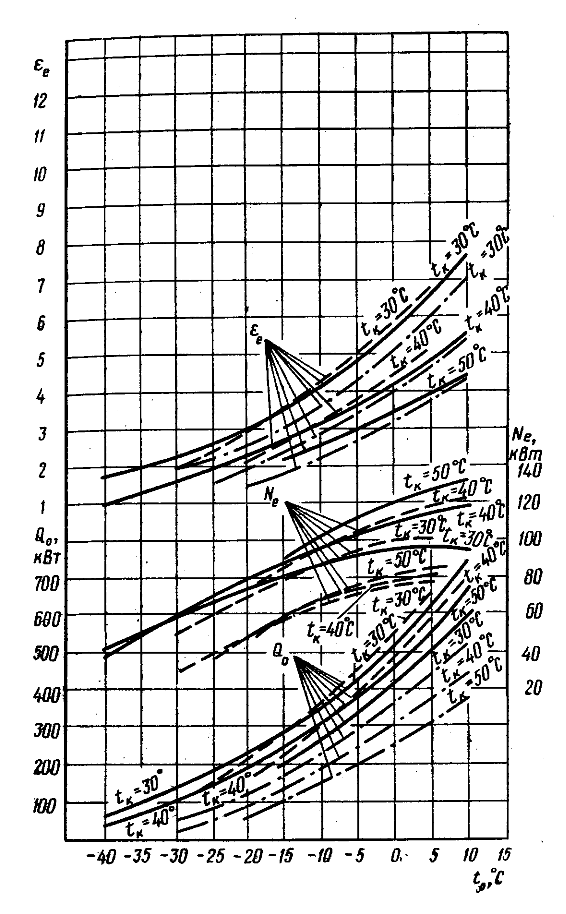


Рис. I-21. Характеристики крупного одноступенчатого VV-образного непрямоточного компрессора П220 при работе R22 (сплошная линия), R717 (пунктир), R12 (штрихпунктир).

определяющим энергетические показатели.

На рис. I-21 показаны действительные характеристики современного поршневого компрессора при работе на холодильных агентах R22, R12 и R717. Из графиков видно, что R22 по сравнению с R717 энергетически более выгоден при t_0 ниже —20° C и расширяет диапазон одноступенчатого сжатия до температуры —40°C за счет меньших значений π, k и больших значений $G_а$ при тех же $t_к$.

В диапазоне температур кипения от +5 до —20°C энергетические коэффициенты при работе на всех трех холодильных агентах практически равны.

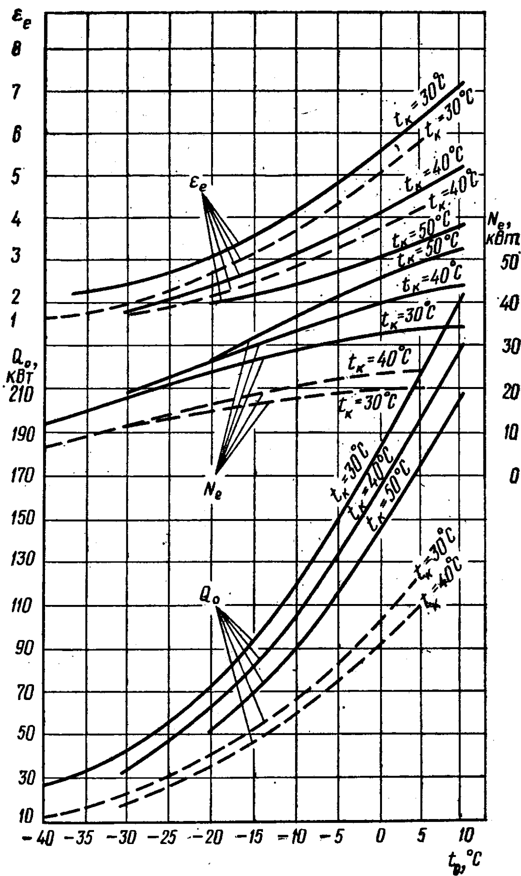
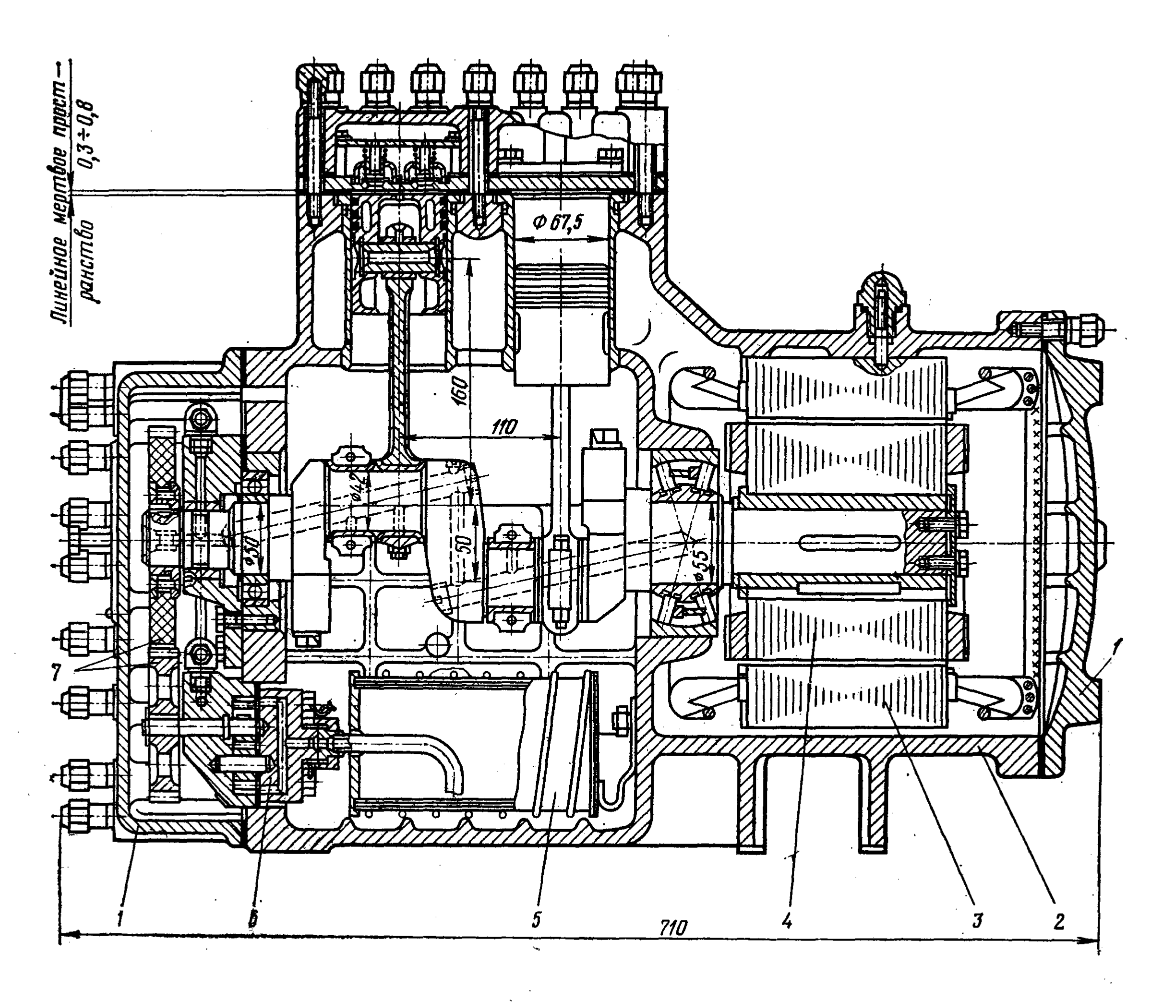


Рис. I-22. Сравнительные характеристики средних компрессоров, работающих на R22 при $n=24$ с$^{-1}$:

сплошные линии — П80 непрямоточного 8-цилиндрового VV-образного ($D=76$ мм, $S=66$ мм); пунктир — 22АУ45 прямоточного 4-цилиндрового V-образного ($D=82$ мм, $S=70$ мм).

Средние компрессоры

Средние компрессоры ($Q_0 = 12 \div 120$ кВт) выпускают только бескрейцкопфными с частотой вращения до 24 с$^{-1}$ (29 с$^{-1}$ при питании от сети 60 Гц). Большинство фирм изготовляет такие компрессоры непрямоточными. Из сравнительных характеристик (рис. I—22) двух близких по холодопроизводительности компрессоров — одного прямоточного, а другого — непрямоточного (с равными относительными мертвыми объемами $c = 4{,}5\%$ и одной и той же частотой вращения) видно, что удачно выполненная непря-



моточная конструкция может иметь некоторое энергетическое преимущество перед прямоточной.

Конструктивные решения основных узлов и деталей средних компрессоров мало отличаются от используемых в крупных компрессорах. Здесь применяют те же холодильные агенты. В системе смазки осуществляют фильтрацию масла на всасывании и нагнетании или только на всасывании (при мощности двигателя менее 15 кВт).

Эту группу компрессоров выпускают преимущественно в бессальниковом исполнении (есть унифицированные модификации с внешним приводом, предназначенные для работы на аммиаке). Бессальниковые компрессоры имеют следующие основные преимущества по сравнению с сальниковыми: высокую герметичность и большую надежность; меньшие габариты (примерно в 1,5 раза) и массу (примерно на 40%); меньшую стоимость монтажа и обслуживания; лучшие виброакустические характеристики. Это обусловило расширение применения бессальниковых компрессоров в холодильных машинах.

Бессальниковые компрессоры (рис. I-23, I-24, I-25) выполняют непрямоточными с чугунными или в отдельных случаях алюминиевыми корпусами и минимальным количеством разъемов, с числом цилиндров 4, 6, 8. Коленчатые валы — двухопорные — устанавливают горизонтально на подшипниках скольжения или качения, при этом, как правило, один подшипник расположен на концевой шейке вала, а другой — между кривошипно-шатунным механизмом и электродвигателем. Двухопорная схема вала, блок-картер компрессора обеспечивают равномерность зазора между ротором и статором встроенного двигателя. Ротор обычно располагают

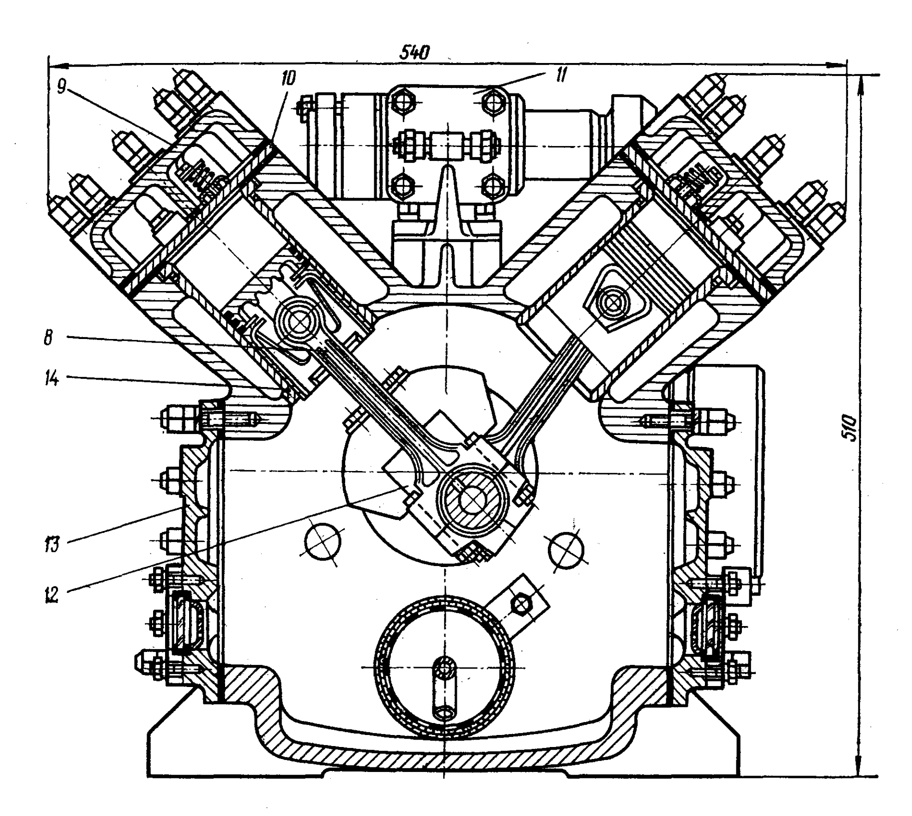


Рис. I-23. Бессальниковый компрессор 2ФУБС12 холодопроизводительностью 21,5 кВт (18,5 тыс. ккал/ч), $n=24$ с$^{-1}$, работающий на R22 (ВНИИхолодмаш и ПО «Мелитопольхолодмаш»):
1 — передняя и задняя крышки; *2* — блок-картер; *3* — статор; *4* — ротор; *5* — масляный фильтр; *6* — реверсивный масляный насос; *7* — шестерни привода насоса; *8* — шатунно-поршневая группа; *9* — крышка цилиндров; *10* — доска со всасывающими и нагнетательными клапанами; *11* — всасывающий вентиль; *12* — коленчатый вал с противовесами; *13* — крышки картера; *14* — гильза цилиндра.

консольно, что облегчает монтаж и демонтаж. Уровень масла в картере должен быть не менее, чем на 5 мм ниже зазора между ротором и статором, так как наличие масла в зазоре приводит к повышенным затратам мощности и увеличивает унос масла из компрессора.

Чаще всего встроенный электродвигатель охлаждают всасываемым паром, при этом интенсивное охлаждение, не зависящее от температуры окружающей среды, позволяет перегружать двигатель в 1,5—1,8 раза против номинальной мощности. Вследствие этого бессальниковые компрессоры имеют встроенные двигатели значительно меньшей мощности и массы, чем открытые. Установка в бессальниковых компрессорах двигателей пониженной номинальной мощности не снижает мощности, потребляемой из сети. Пусковой момент, в связи с заниженной установленной мощностью, у встроенных электродвигателей должен быть повышенным (в зависимости от числа цилиндров и наличия устройств, разгружающих запуск, он обычно превышает номинальный в 1,5—2 раза). Для обеспечения нормальной работы в режимах с малым количеством всасываемого пара ($t_0 < -30°C$ и $\pi > 10$) изоляция обмотки должна длительно выдерживать температуру до 125° С с учетом свойств среды, в которой работает двигатель.

Важная особенность бессальниковых компрессоров состоит в том, что их масляные насосы должны быть реверсивными, так как направление вращения коленчатого вала в таких компрессорах не поддается внешнему контролю. В редких случаях применяют нереверсивные насосы, но тогда компрессоры оснащают дополнительной системой защиты,

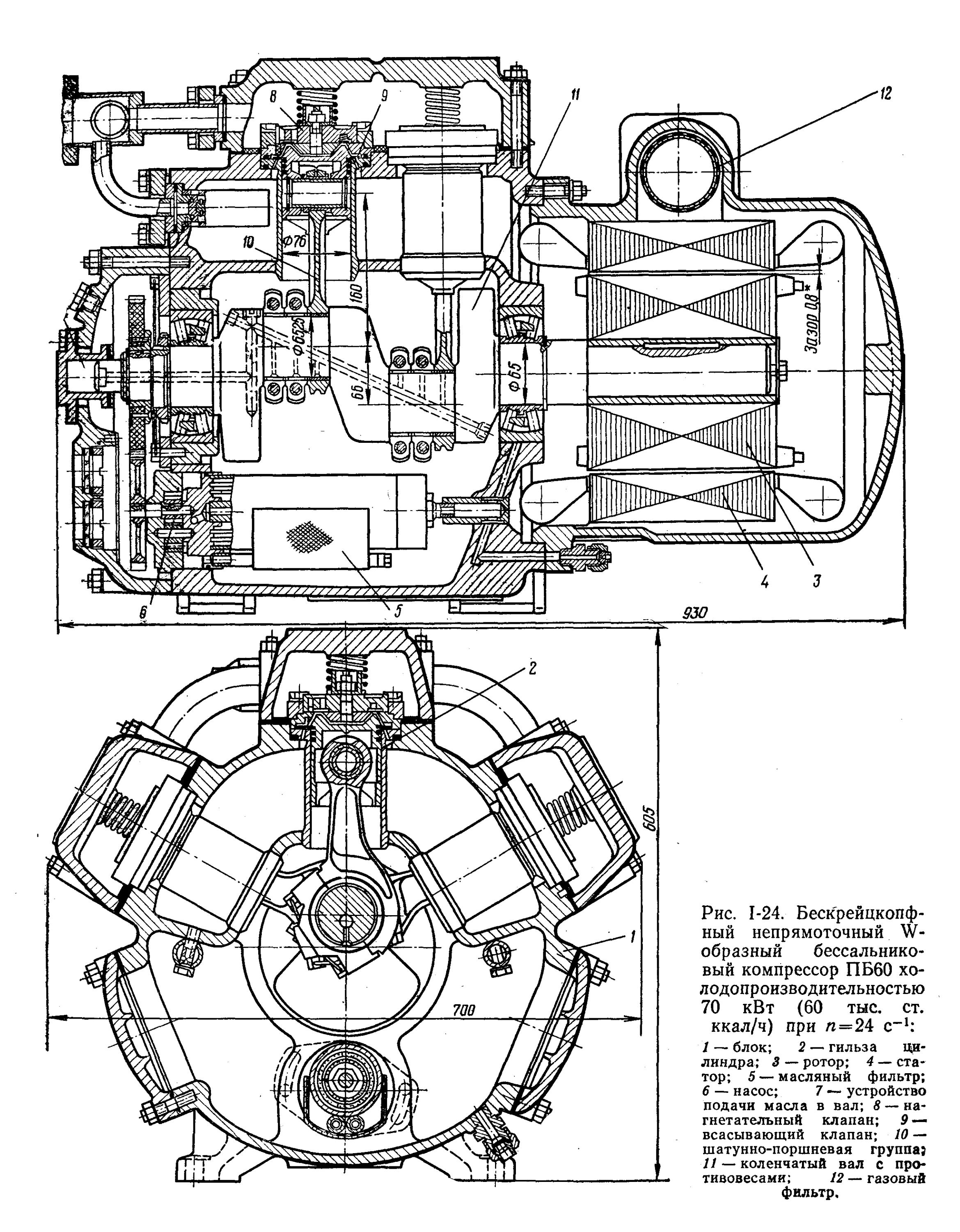


Рис. I-24. Бескрейцкопфный непрямоточный W-образный бессальниковый компрессор ПБ60 холодопроизводительностью 70 кВт (60 тыс. ст. ккал/ч) при $n=24$ с$^{-1}$:

1 — блок; *2* — гильза цилиндра; *3* — ротор; *4* — статор; *5* — масляный фильтр; *6* — насос; *7* — устройство подачи масла в вал; *8* — нагнетательный клапан; *9* — всасывающий клапан; *10* — шатунно-поршневая группа; *11* — коленчатый вал с противовесами; *12* — газовый фильтр.

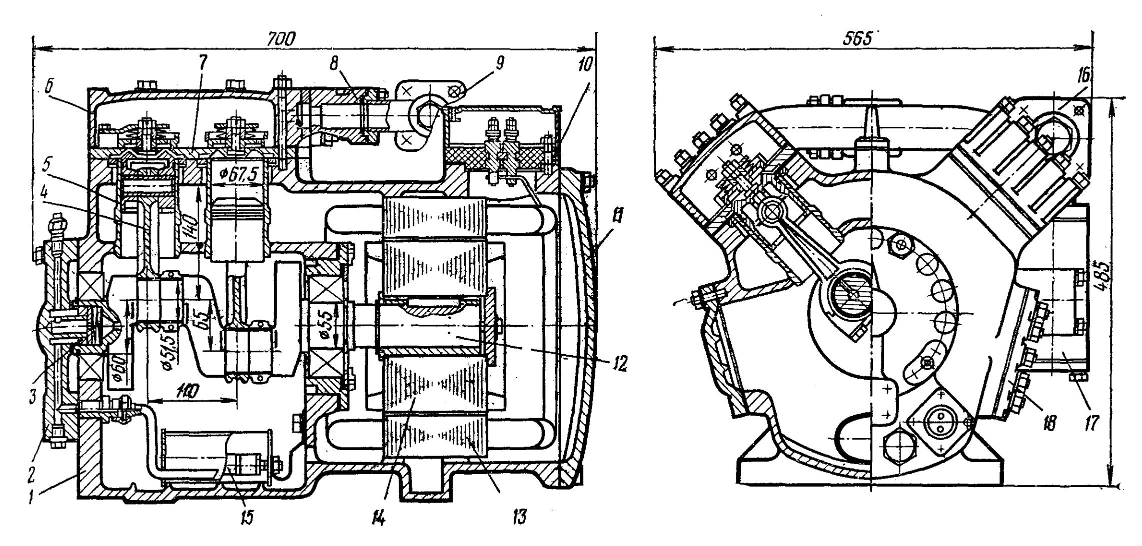


Рис. I-25. Бескрейцкопфный непрямоточный V-образный бессальниковый компрессор ПБ28 холодопроизводительностью 37 кВт (32 тыс. ст. ккал/ч) при работе на R22 с $D_ц = 67{,}5$ мм, $S = 65$ мм, $z = 4$, $n = 24$ $с^{-1}$:

1 — блок-картер; *2* — передняя крышка; *3* — масляный насос; *4* — шатунно-поршневая группа; *5* — гильза цилиндра; *6* — крышка; *7* — клапанная плита; *8* — коллектор; *9* — нагнетательный вентиль; *10* — клеммная коробка; *11* — задняя крышка; *12* — коленчатый вал с противовесами; *13* — статор; *14* — ротор; *15* — масляный фильтр; *16* — всасывающий вентиль; *17* — газовый фильтр; *18* — боковая крышка.

предотвращающей вращение электродвигателя в недопустимом направлении.

Теплота, отведенная холодильным агентом от встроенного электродвигателя, снижает в зависимости от рабочего режима полезную холодопроизводительность (при $\pi = 4 \div 9$ соответственно на $3 \div 10\%$ для средних компрессоров). При повышении КПД электродвигателя холодопроизводительность компрессора повышается, причем увеличение КПД двигателя на 1% увеличивает Q_0 примерно на 1,5%.

Сравнительные характеристики сальникового и бессальникового 8-цилиндровых VV-образных компрессоров (рис. I-26) с одними и теми же конструктивными параметрами ($D = 76$ мм, $S = 66$ мм, $n = 24$ $с^{-1}$, $c =$

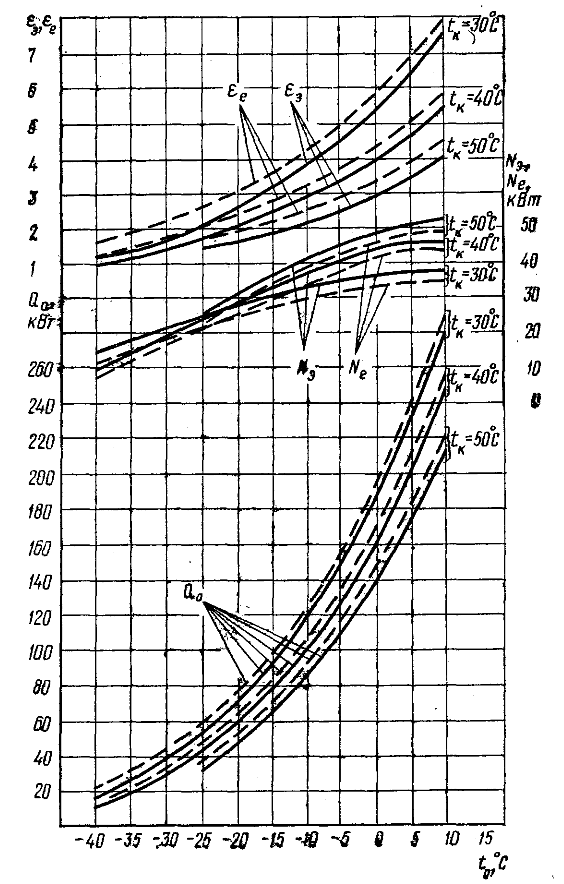


Рис. I-26. Сравнительные характеристики среднего сальникового и бессальникового компрессоров:

пунктир — П80; сплошные линии — ПБ80 при работе на R22 (мощность для П80 — эффективная, а для ПБ80 — электрическая; $\eta_э = 0{,}88$).

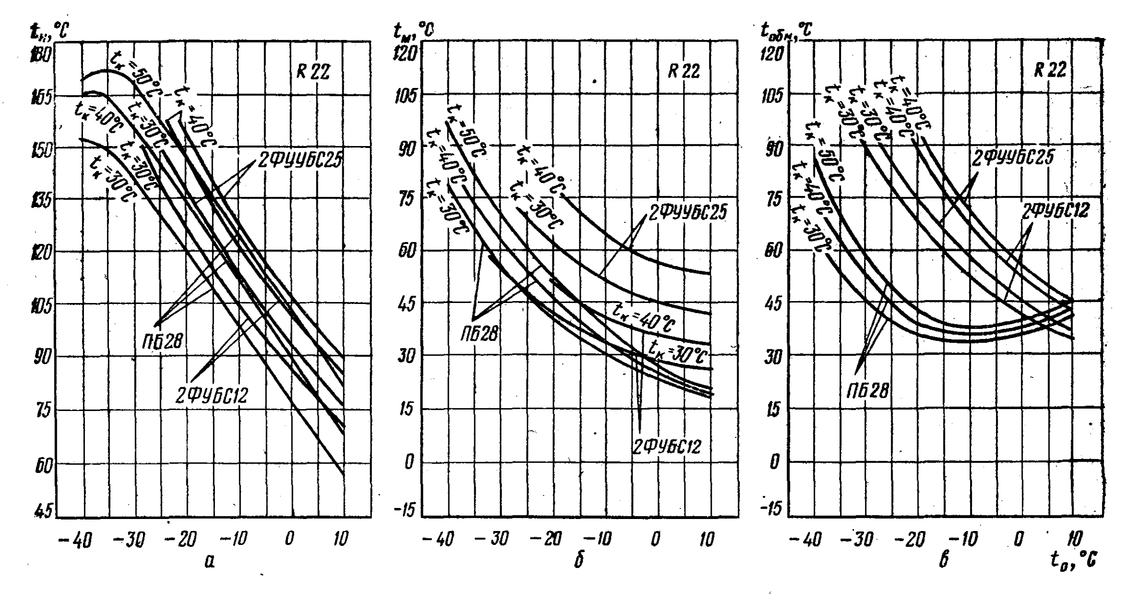


Рис. I-27. Сравнительные характеристики теплонапряженности компрессоров различных конструкций:

а — температура нагнетания $t_н$; *б* — температура масла в картере; *в* — температура обмотки статора (данные приведены для 2ФУБС12 при $t_{км_1}$ =15°С, для ПБ28 при $t_{км_1}$ =20°С, для 2ФУУБС25 перегрев на всасывании равен 10°С).

= 4,5%) показывают, что энергетические показатели в диапазоне температур кипения от +10 до —10°С у обеих модификаций компрессоров примерно одинаковы (с учетом КПД электродвигателя для внешнего привода, равного примерно 0,88). При t_0 ниже — 15°С бессальниковые компрессоры несколько уступают сальниковым. У современных бессальниковых компрессоров диапазон работы, так же, как и у сальниковых, лимитируется максимально допустимыми температурами нагнетания и масла.

На рис. I—27 представлены результаты измерения температур при работе на различных режимах трех моделей компрессоров со встроенными электродвигателями. При обеспечении более низкой (по сравнению с условиями экспериментов) температуры всасывания, а также при принудительном обдуве корпуса воздухом компрессоры нового ряда производительностью до 35 кВт работоспособны во всем диапазоне одноступенчатого сжатия R22 ($t_0 \geqslant$ —40°С; $t_к \leqslant$ 50°С).

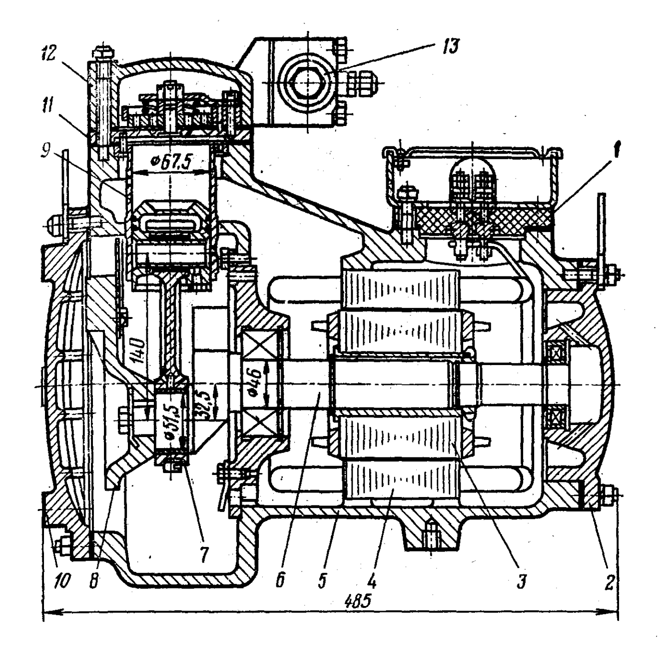
При производительности 45÷90 кВт из-за относительно меньшей поверхности теплоотдачи во внешнюю среду допустимый диапазон работы бессальниковых компрессоров по температуре кипения на 5°С уже, чем у сальниковых.

Малые компрессоры

Малые компрессоры ($Q_0 <$ 12 кВт) выпускают только непрямоточными, в основном со встроенными электродвигателями. Сальниковые модификации применяют в специальных случаях (привод от двигателя внутреннего сгорания, от электродвигателя постоянного тока и др.).

Число цилиндров в малых компрессорах достигает 4, частота вращения — 24 $с^{-1}$. Модификации для транспортных установок более быстроходны (частота вращения — до 50 $с^{-1}$).

Корпусные детали компрессоров для торгового холодильного оборудования выполняют из чугуна, а для транспортных установок — часто из алюминия. Шатуны имеют тонкостенные вкладыши или заливку баббита в тело головки шатуна (у стальных шатунов). Отверстия под палец и шатунную шейку в алюминиевых шатунах можно выполнять без каких-либо втулок и вкладышей. Цилиндры и крышки цилиндров охлаждаются, как правило, потоком воздуха вентилятора конденсатора. Смазка барботажная или от насосов специальной конструкции, расположенных непосредственно на одном из концов вала.



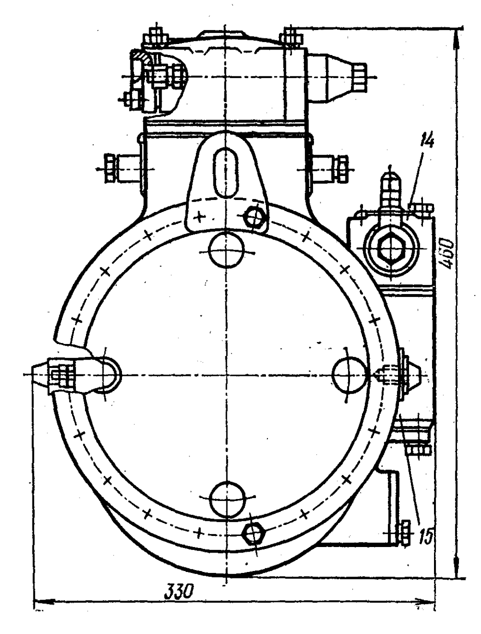


Рис. I-28. Бескрейцкопфный непрямоточный бессальниковый компрессор ПБ7, работающий на R22, холодопроизводительностью 9 кВт (8 тыс. ст. ккал/ч) ($D_ц$=67,5 мм, S=65 мм, z=1, n=24 $с^{-1}$):

1 — клеммная коробка; *2* — задняя крышка; *3* — ротор; *4* — статор; *5* — блок-картер; *6* — кривошипный вал; *7* — шатунно-поршневая группа; *8* — маховик-противовес; *9* — гильза цилиндра; *10* — передняя крышка; *11* — клапанная плита; *12* — крышка; *13* — нагнетательный вентиль; *14* — всасывающий вентиль; *15* — газовый фильтр.

На рис. I—28 и рис. I—29 показаны одно- и двухцилиндровый бессальниковый и сальниковый малые компрессоры для холодильных машин, применяемых в торговых агрегатах при n до 24 $с^{-1}$ с барботажной смазкой.

Конструктивные формы компрессоров для транспортных установок мало отличаются от описанных выше. Некоторые отличия обусловлены спецификой охлаждения: ограниченной площадью и объемом машинных отделений, наличием дополнительных внешних сил (удары, вибрации), качкой. В ряде случаев, в связи с жесткими требованиями к уровню шума и вибраций, создаваемых компрессорами и другим оборудованием, выбирают многоцилиндровые схемы, обеспечивающие минимальные возмущения, передаваемые на фундамент. При изготовлении картеров, крышек и других корпусных деталей применяют легкие сплавы, сварные конструкции.

Для уменьшения массы и габаритов транспортных компрессоров повышают частоту вращения (годовая наработка в 2—4 раза меньше, чем у компрессоров стационарных установок). При этом несколько ухудшаются энергетические показатели и сужается (на 5—10°С по сравнению с температурами, указанными в табл. I—6) рабочий диапазон. Ухудшение энергетических показателей компенсируется уменьшением масс, габаритов и упрощением конструкции, а следовательно, повышением надежности работы и управления холодильной машиной в целом. Для улучшения условий охлаждения оребряют цилиндры, их верхние крышки и картер, а в бессальниковых компрессорах — корпус статора электродвигателя.

Примерами малых компрессоров, спроектированных с учетом преимущественного применения в транспортных установках, являются компрессоры ФУ-4А (рис. I—30) и П10 (рис. I—31). Предельная частота вращения 50 $с^{-1}$. Оба компрессора преимущественно используют для работы на R12, так как конденсаторы машин охлаждаются воздухом с температурой до 45—50°С. Все корпусные детали компрессора и шатуны — из алюминиевого сплава. Смазка осуществляется масляным насосом, расположенным на валу.

В судовых холодильных установках охлаждающей средой служит морская вода, поэтому для защиты металлических поверхностей водяных рубашек цилиндров и крышек компрессоров от коррозии применяют

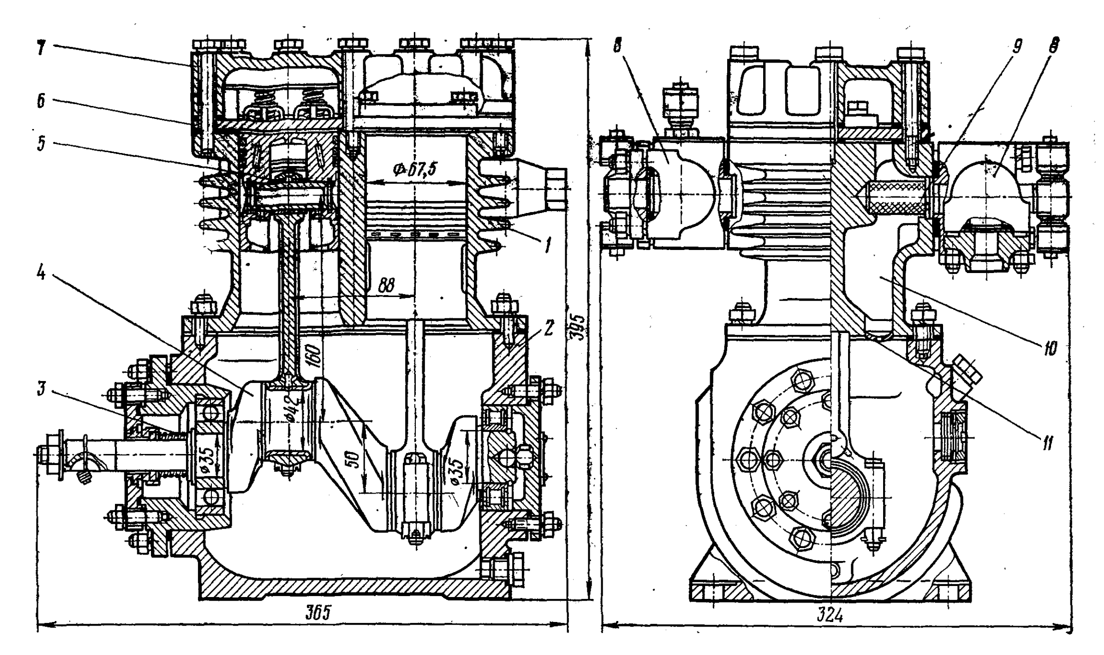


Рис. I-29. Сальниковый малый двухцилиндровый компрессор ФВ6 (D=7,5 мм, S=50 мм) холодопроизводительностью при работе на R12 при n от 12 до 24 $с^{-1}$ соответственно от 3,6 до 7,2 кВт (от 3300 до 6600 ккал/ч):

1 — цилиндровый блок; *2* — картер; *3* — сальник; *4* — коленчатый вал; *5* — шатунно-поршневая группа; *6* — клапанная доска; *7* — крышка цилиндров; *8* — всасывающий и нагнетательный вентили; *9* — всасывающий фильтр; *10* — карман отделения масла; *11* — дроссельная шайба возврата масла в картер.

цинковые и другие протекторы. Крен (до 45°) и дифферент (до 15°) кораблей учитывают при конструировании масляной ванны картера компрессора. При этом компрессоры рекомендуется устанавливать с расположением оси вала параллельно оси корабля для уменьшения влияния гироскопического эффекта на коренные подшипники и для защиты масляных заборных фильтров от оголения при бортовой качке. Иногда фильтры устанавливают в центре нижней части специально углубленных масляных ванн.

Регулирование производительности

Малые компрессоры обычно не имеют устройств для регулирования производительности, встроенных в компрессор. Объекты, обслуживаемые малыми компрессорами, имеют достаточную тепловую инерционность, позволяющую поддерживать заданный температурный режим в допустимых пределах регулированием производительности методом пусков и остановок. Число пусков при этом, как правило, не должно превышать 4—6 в час.

Иногда регулирование производительности малых (так же, как и средних) компрессоров осуществляют с помощью установленного перед компрессором *автоматического дроссельного вентиля*, который поддерживает заданную температуру кипения в испарителе. Холодопроизводительность компрессора уменьшается за счет снижения давления всасывания p_0, поэтому обычно этот способ применяют при $\pi < 5$ и при работе в диапазоне $t_0 = +10 \div -15$°С. Этот способ достаточно экономичен при снижении производительности на 30—40%.

Для ступенчатого снижения производительности многоцилиндровых компрессоров пользуются *отключением отдельных цилиндров*. При этом бесполезно расходуется энергия на преодоление сопротивления всасывающих и нагнетательных клапанов. Этот способ применим в блок-картерных машинах при условии вывода нагнетания из каждого блока отдельной трубой на коллектор (рис. I—32). Потребляемая компрессором мощность снижается непропорционально производительности. Длительная работа компрессора при $\pi > 6$ и выключенных цилиндрах приводит к его значительному нагреву.

Для регулирования производительности средних и крупных компрессоров применяют

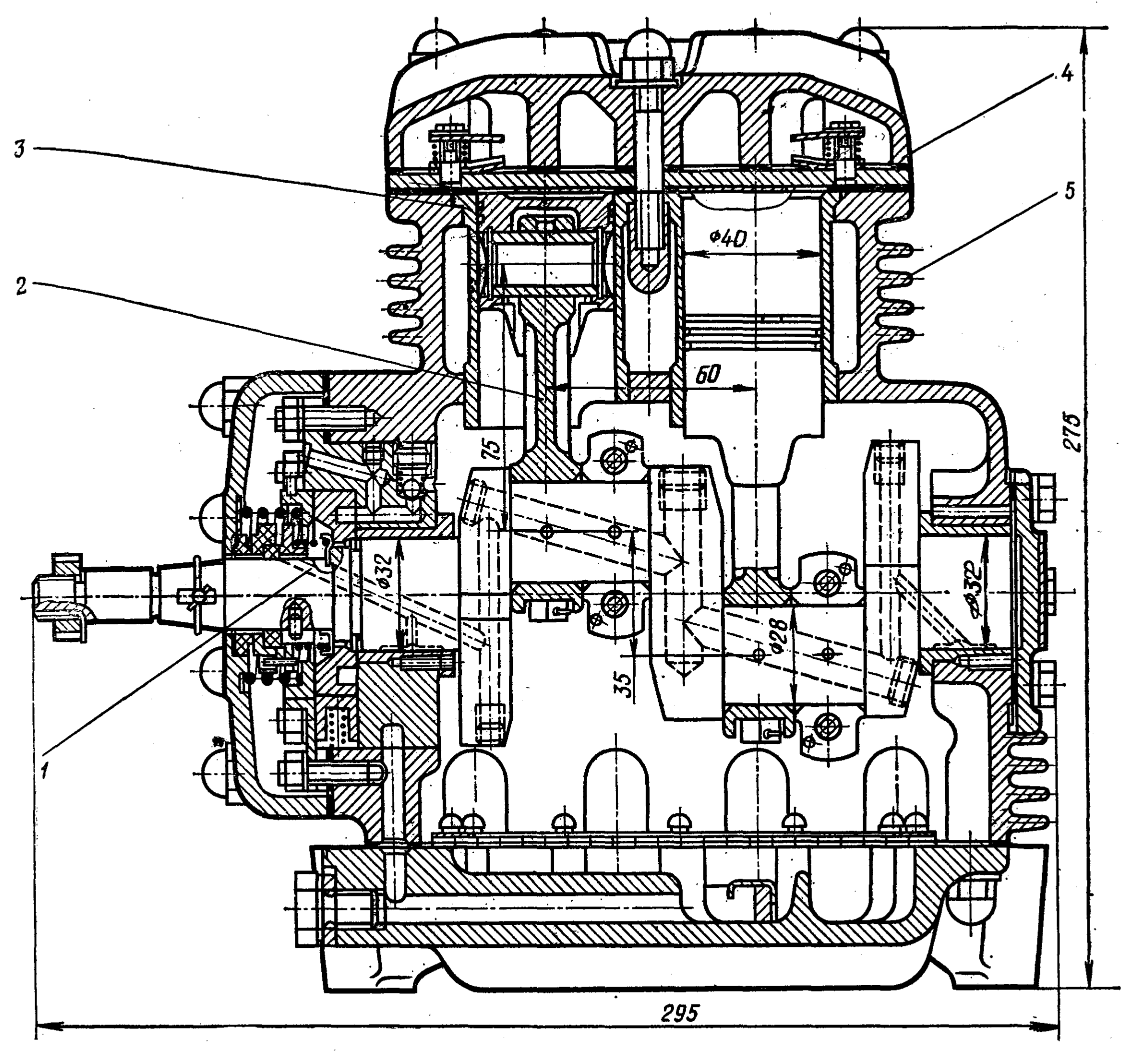


Рис. I-30. Сальниковый малый компрессор ФУ4А ($D=40$ мм; $S=35$ мм; $n=32$ с$^{-1}$) холодопроизводительностью при работе на R12 4,07 кВт (3500 ккал/ч):

1 — коленчатый вал; *2* — шатунно-поршневая группа; *3* — гильза цилиндра; *4* — крышка цилиндров; *5* — блок-картер.

несколько способов: изменение частоты вращения, отжим всасывающих клапанов, включение дополнительных мертвых объемов.

Изменением частоты вращения компрессора осуществляют регулирование: при переменном токе — ступенчатое, путем использования многоскоростных электродвигателей (обычно с двумя или тремя частотами вращения); при постоянном токе — плавное, включением регулируемого сопротивления в цепь возбуждения двигателя.

Отжимом всасывающих клапанов (способ приемлем почти для всех типов поршневых компрессоров, кроме прямоточных) регулируют производительность компрессора за счет отключения цилиндров путем фиксации в открытом положении пластин всасывающих клапанов. При этом в отключенных цилиндрах мощность теряется только на трение поршневых колец и на преодоление сопротивления в седле и щели открытого всасывающего кла-

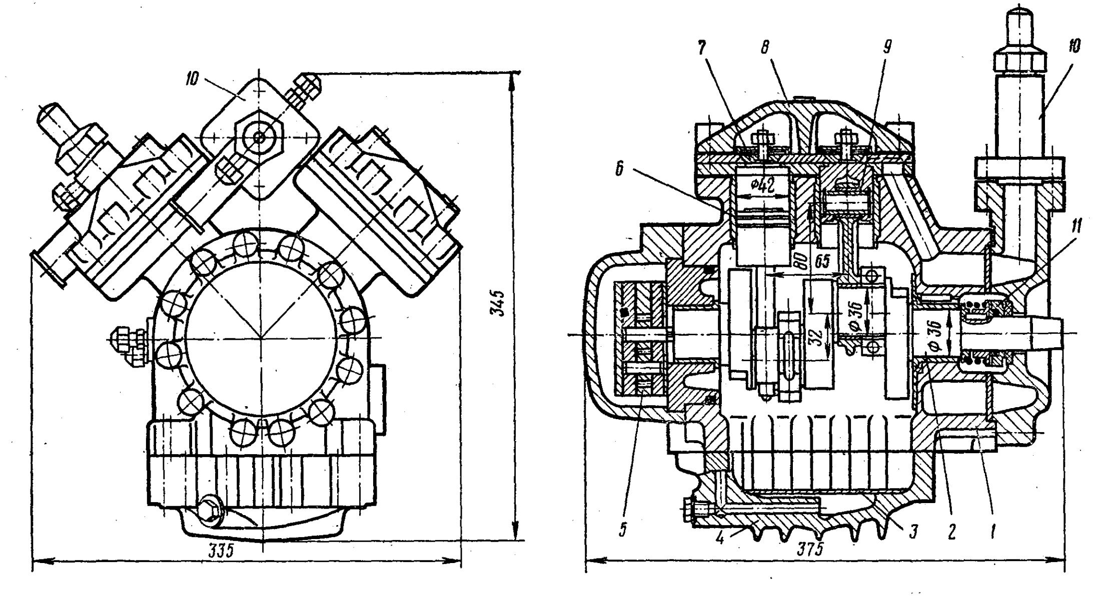


Рис. I-31. Сальниковый малый четырехцилиндровый компрессор П10 ($D_ц$=42 мм, S=32 мм, n=50 $с^{-1}$), работающий на R12, холодопроизводительностью 7,9 кВт (6800 ккал/ч):

1 — блок-картер; *2* — коленчатый вал с противовесами; *3* — масляный фильтр; *4* — нижняя крышка; *5* — шестеренный масляный насос; *6* — гильза цилиндра; *7* — клапанная доска; *8* — крышка цилиндров; *9* — шатунно-поршневая группа; *10* — всасывающий и нагнетательный вентили; *11* — сальник.

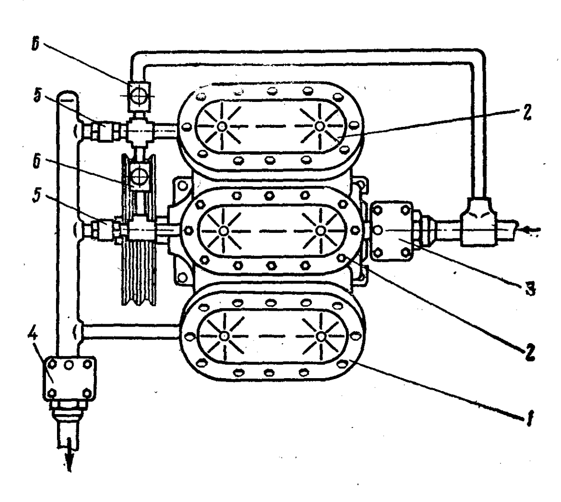


Рис. I-32. Схема регулирования отключением блоков цилиндров::

1 — неотключаемый блок; *2* — отключаемые блоки; *3* — всасывающий вентиль; *4* — нагнетательный вентиль; *5* — обратные клапаны; *6* — соленоиды перепуска из нагнетательной линии во всасывающую.

пана. Отжим клапанов осуществляют поразному: либо посредством специальных толкателей, либо воздействием магнитного поля непосредственно на пластины клапанов (электромагнитный отжим). В первом случае различают электрический отжим (толкатель связан с соленоидом), гидравлический отжим (давление масла, подаваемого насосом компрессора, воздействует на плунжер, связанный с толкателем), пневматический отжим (давление нагнетания воздействует на особый поршень, связанный с толкателем). При электромагнитном отжиме электромагнит, встроенный в розетку всасывающего клапана или в крышку цилиндров (катушка размещается вне полости, находящейся под давлением холодильного агента), притягивает пластину, которая зависает в открытом состоянии.

Электромагнитный отжим клапанов является отечественным изобретением, применяется во всех конструкциях отечественных компрессоров и имеет ряд преимуществ: отсутствие толкателей и других подвижных деталей повышает долговечность пластин клапанов и всего устройства в целом; все узлы и детали конструктивно и компактно вписываются в розетку клапана или в верхнюю крышку ци-

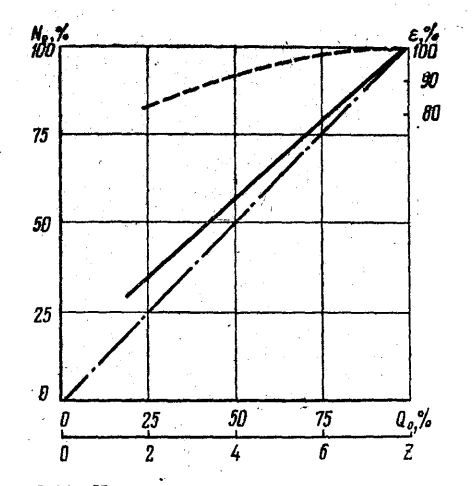


Рис. I-33. Характеристика регулирования электромагнитным отжимом клапанов:

теоретическая (штрихпунктир); экспериментальная (сплошная линия); ε (пунктир); Z — количество работающих цилиндров.

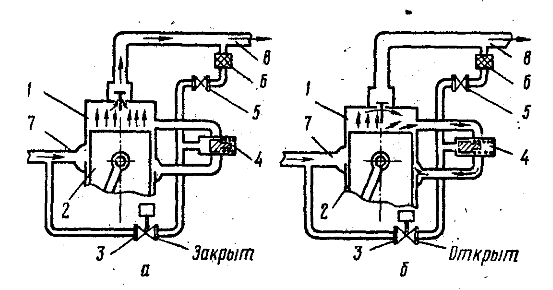


Рис. I-34. Схема регулирования байпасами прямоточного компрессора:

а — полная производительность; б — сниженная производительность;

1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — соленоидный вентиль; 4 — байпас; 5 — дроссельный вентиль для подвода давления нагнетания под поршень байпаса; 6 — фильтр; 7 — линия всасывания; 8 — линия нагнетания.

линдров компрессора. Конструкция устройства показана на рис. I—36б.

Электромагнитный отжим клапанов дает возможность осуществлять не только ступенчатое (отключением отдельных цилиндров), но и плавное регулирование. Для этого с помощью импульсной управляющей системы электромагниты заставляют работать не непрерывно, а лишь в течение некоторого интервала времени при каждом ходе сжатия.

Способ регулирования отключением цилиндров путем отжима пластин всасывающих клапанов — наиболее экономичный. При этом потребляемая мощность снижается примерно пропорционально уменьшению холодопроизводительности (рис. I—33).

Включение дополнительных мертвых объемов применяют для регулирования производительности в крупных прямоточных и крейцкопфных компрессорах. Открытие вентилей, включающих дополнительный мертвый объем, производят обычно вручную. Снижение производительности зависит не только от величины мертвого объема, но и от π. Такой метод регулирования применяют при $\pi > 4$.

Изменение производительности в крупных прямоточных компрессорах осуществляют также перепуском пара из полости цилиндра на сторону всасывания через *регулирующие байпасы* (рис. I—34). Перепускные окна располагают обычно в верхней части цилиндра на $^3/_4$ хода поршня. В многоцилиндровых компрессорах при таком методе регулирования значительно усложняется конструкция компрессора. При наличии в компрессорах устройств для регулирования производительности (особенно устройств для отключения цилиндров, для отжима клапанов, а также байпасов) ими пользуются и для облегчения пуска компрессоров.

Защита компрессора

Для защиты от недопустимого повышения давления нагнетания в холодильных компрессорах применяют реле высокого давления, которое при превышении заданного давления отключает питание приводного электродвигателя. Реле давления подключают к нагнетательному патрубку между компрессором и запорным нагнетательным вентилем; это обеспечивает защиту компрессора от аварии в случае пуска его при закрытом нагнетатель-

Таблица I-7

Регулировка защитного реле высокого давления

Холодильный агент	Среда, охлаждающая конденсатор	Давление отключения 10^{-2}, кПа	Температура конденсации, °С
R12B1	Воздух	16,9	100
R142	»	14,8	86
R12	»	18,2	71
R12	Вода	11,7	52
R22	Воздух	18,8	51
R22	Вода	15,0	41
Аммиак	»	15,8	41
R502	Воздух	19,0	46
R13B1	Вода	20,5	36
R13	Холодильный агент	12,5	—14

ном вентиле. Данные, необходимые для регулирования реле приведены в табл. I-7.

Защиту двигателя бессальникового компрессора осуществляют, встраивая в лобовую часть обмотки статора датчики (в каждую фазу), отключающие двигатель при превышении допустимой температуры обмотки. Этим обеспечивается защита от обрыва фазы, от перегрева вследствие недостаточного расхода охлаждающего двигатель холодильного агента либо вследствие увеличенного теплопритока от перегруженного компрессора.

Предохранительные клапаны, которые устанавливают только на компрессорах с описанным объемом $V_{км} \geqslant 0{,}03$ м³/с ($\geqslant$100 м³/ч), защищают механизм движения компрессора от превышения предельной разности давлений нагнетания и всасывания, перепуская сжатый пар из полости нагнетания в полость всасывания, но не защищают компрессор от превышения допустимого давления нагнетания.

Применяют пружинные самодействующие предохранительные клапаны, а также клапаны, в которых при повышенном перепаде давлений разрушается диафрагма, и полости высокого и низкого давлений соединяются. Однако применение клапанов с разрушающейся диафрагмой в компрессорах, работающих в составе автоматических холодильных машин недопустимо.

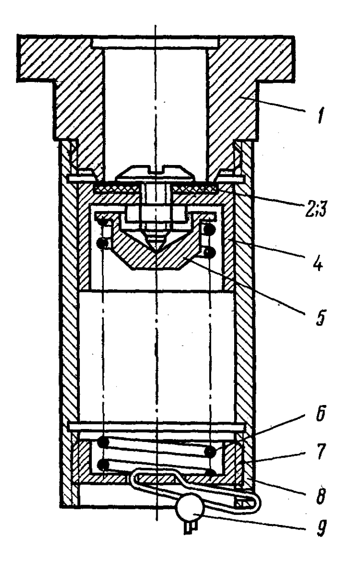


Рис. I-35. Предохранительный клапан компрессора:

1 — седло; *2* — прокладка (фторопласт 4); *3* — прокладка (резина ИРП-1068-1); *4* — клапан; *5* — колпачок; *6* — пружина; *7* — регулирующая гайка; *8* — корпус; *9* — стопорная проволока с пломбой.

В унифицированном поршневом компрессоре, предназначенном для работы на различных холодильных агентах, целесообразно применять предохранительный клапан одного и того же размера. Расчет сечения клапана следует вести для холодильного агента, имеющего наибольшую молекулярную массу и наименьшую критическую скорость истечения при наивысшей принятой температуре кипения и предельной разности давлений. Этим условиям отвечает R12, имеющий критическую скорость истечения порядка 150 м/с при $t_0 = 10°$ С ($v_{вс} = 0{,}0424$ м³/кг), $\Delta p = 1{,}68$ МПа (при этом $t_к = 76°$ С и $v_н = 0{,}008$ м³/кг). Проходные сечения тракта после клапана для обеспечения нормальной его работы должны быть по крайней мере в 3 раза больше, чем сечение клапана.

В пружинных предохранительных клапанах с металлическими рабочими органами (клапан, седло) часто не обеспечивается их полное уплотнение после сброса давления, поэтому применяют мягкое уплотнение: седло и клапан выполняют из стали (рис. I-35), уплотнительный поясок — из маслостойкой резины, выдерживающей высокую температуру нагнетания.

Предохранительные клапаны до установки на компрессор регулируют и испытывают воздухом на заданную разность давлений открытия и закрытия, а также на плотность посадки клапана на седло (последнее производят под водой). При настройке реле высокого давления рекомендуется пользоваться данными табл. I—7 с учетом дифференциала настройки в 50 кПа.

Защиту компрессора от недопустимого понижения давления всасывания для машин холодопроизводительностью до 500 кВт осуществляют с помощью реле низкого давления, которое отключает электродвигатель привода компрессора. В одноступенчатых высоко- и среднетемпературных машинах реле настраивают на отключение при давлении всасывания 120 кПа (около 1,2 кгс/см²) — компрессор не должен работать при вакууме в картере; а в низкотемпературных при 20 кПа.

Защиту от прекращения подачи смазки применяют для всех компрессоров, оснащенных шестеренными масляными насосами. В бескрейцкопфных компрессорах защиту выполняет дифференциальное реле давления, отключающее приводной электродвигатель, когда разность давления масла и давления в картере становится ниже заданной.

Защиту компрессора от гидравлических ударов (попадание в цилиндр жидкого холодильного агента или повышенного количества масла) осуществляют с помощью ложных крышек, которые устанавливают для сброса

жидкости, не прошедшей через нагнетательные клапаны. В качестве ложных крышек в компрессорах используют нагнетательные клапаны, которые прижимаются к уплотнительному буртику цилиндра буферной пружиной (см. рис. I-18 и I-19). Буферные пружины должны обеспечить подъем ложной крышки примерно на высоту 0,1 диаметра цилиндра при разности давлений 0,35÷0,45 МПа. При частых подъемах крышки возникают остаточные деформации буферной пружины и уплотнительных поясков цилиндра, в результате чего происходит перепуск пара из нагнетательной полости в цилиндр и снижается производительность компрессора.

Во фреоновых компрессорах, где вместе с парами холодильного агента в цилиндры поступает значительное количество масла, также целесообразно применять ложные крышки. В малых компрессорах устанавливают вторую, более жесткую пружину для нагрузки ограничителя подъема клапана. Такие дополнительные устройства гарантируют безопасность при резком вскипании масла в картере, что возможно при пуске компрессора после длительного перерыва в работе.

Основные узлы и детали

Рама, картер, блок-картер. Основные требования, которым должны удовлетворять, конструкции рамы, картера и блок-картера— прочность и жесткость. Последняя определяет точность и сохранение взаимного расположения осей механизма движения компрессора во время эксплуатации.

Рамы, картеры и блок-картеры воспринимают силы, возникающие при работе компрессора, и передают на фундамент реакцию от крутящего момента, неуравновешенные силы и моменты сил инерции движущихся масс, а также вес компрессора.

Рамы крейцкопфных компрессоров находятся под атмосферным давлением. Проемы, люки и отверстия в рамах уплотнены легкими крышками и кожухами. В горизонтальных оппозитных компрессорах применяют преимущественно многоподшипниковые рамы коробчатого сечения, создающие облегченную и жесткую конструкцию.

Картеры и блок-картеры бескрейцкопфных компрессоров (см. рис. I-18, I-19 и др.) находятся под давлением всасываемых паров холодильного агента. Это давление при работе компрессора не превышает 0,6 МПа для большинства холодильных агентов. Однако во время длительных стоянок машины давление в картере может повыситься до величины, определяемой температурой окружающего воздуха. Поэтому проверка на прочность и плотность для блок-картеров и соответствующих корпусных деталей компрессоров, работающих в автоматическом режиме, должна производиться по тем же нормам, что и для корпусных деталей на стороне нагнетания (ОСТ 26.03—639.78).

Рамы, картеры и блок-картеры обычно изготовляют литыми из чугуна, иногда — сварными из стального листа. В малых компрессорах транспортных машин для уменьшения массы применяют алюминиевые сплавы. Литые детали в большинстве случаев для сохранения правильного положения осей и плоскостей приходится подвергать старению (искусственному или естественному), а сварные — отжигу. Эти же основные требования — точное взаимное положение осей и плоскостей — предъявляют и к механической обработке. Кроме того, уплотнительные плоскости (поверхности) картеров и блок-картеров должны обеспечивать возможность сборки с контр-деталями, обеспечивающей герметичность.

Допустимые отклонения на несоосность, неперпендикулярность, эллиптичность, конусность посадочных размеров рам, картеров и других деталей компрессоров, а также микрогеометрия основных посадочных поверхностей приведены в специальной литературе [11].

Цилиндры. В крейцкопфных компрессорах цилиндры выполняют в виде самостоятельных отливок, в которых размещают нагнетательные и всасывающие клапаны (см. рис. I—17). В многоцилиндровых компрессорах для уменьшения расстояния между цилиндрами их выполняют блоками в одной отливке.

Цилиндры блок-картерных средних и крупных компрессоров обычно имеют сменные гильзы на скользящей посадке (см. рис. I-22 и др.), что значительно уменьшает стоимость ремонта машин. В прямоточных компрессорах, особенно двухступенчатых, гильзы уплотняют по верхнему и нижнему наружным поясам резиновыми кольцами. Верхнее кольцо препятствует перетеканию пара из полости нагнетания, а нижнее — проникновению масляного тумана из картера в полость всасывания.

В средних и крупных одноступенчатых прямоточных компрессорах, в которых используется R22 или R717, имеются водяные охлаждающие рубашки цилиндров, которые охватывают полости нагнетания (в блок-картерных конструкциях водяные рубашки выполнены непосредственно в отливке блока). В непрямоточных компрессорах не удается создать эффективные рубашки для цилиндров, поэтому их охлаждение (при $\pi \geqslant 4$ для аммиака и R22) обеспечивается водяными рубашками в проставках, образующих полость

нагнетания (см. рис. I-19), в верхних или боковых крышках.

Стенки цилиндров воспринимают силы от давления паров холодильного агента, от упругости поршневых колец, а также силы со стороны поршней (горизонтальные составляющие веса и инерционные силы).

Цилиндры и гильзы цилиндров изготовляют из чугунов, часто легированных присадками для повышения износоустойчивости и плотности (для отдельных цилиндров). К геометрии и чистоте поверхностей, цилиндров (гильз), особенно зеркалу трения, предъявляют жесткие требования (см. ОСТ 26.03—777—72).

В бескрейцкопфных компрессорах с чугунными поршнями и поршневыми кольцами зазор между цилиндром и поршнем составляет до 0,001 диаметра цилиндра. При отсутствии поршневых колец и селективном подборе пар поршень — цилиндр (при диаметрах до 50 мм), зазор в паре должен составлять 0,0002 диаметра. Если поршни алюминиевые, зазор выполняют увеличенным в соответствии с ожидаемыми разностями температур нагрева при работе, учитывая коэффициенты расширения материалов поршня и цилиндра.

Коленчатые валы. Конструкции коленчатых валов разнообразны. Валы выполняют цельноковаными (мелкие серии), штампованными (крупные серии) или литыми; с открытыми (кривошипные валы) и закрытыми кривошипами, а также с эксцентриками.

Противовесы в современных конструкциях компрессоров выполняют заодно с валом. Если по условиям изготовления или сборки противовесы отъемные, их посадка и крепление на щеках вала должны быть выполнены очень тщательно: посадка по 2-му классу, болты в соответствии с требованиями, предъявляемыми к шатунным болтам (вариант ввертных болтов). Валы компрессоров с принудительной системой смазки шатунных подшипников должны иметь масляные каналы с выходами к местам смазки. Очень важно конструктивно предусмотреть возможность тщательной очистки этих каналов и скругление выходных кромок. Литые чугунные валы в смысле чистоты каналов создают такую возможность в наилучшей мере, так как весь внутренний канал может быть образован стальной изогнутой трубкой, заформованной внутрь отливки. Важно также, чтобы каналы были удалены от зон концентрации напряжения (галтели, закаленный поверхностный слой, шпоночные канавки и т. д.).

От коленчатого вала осуществляется привод масляного насоса. Если ось насоса совпадает с осью вала, носок вала имеет соответствующую конструкцию (иногда насос располагают внутри носка вала), при затопленном насосе на носке вала крепится приводная шестерня. При использовании для коренных опор подшипников качения конструкция вала должна учитывать необходимость подачи масла внутрь вала. При смазке разбрызгиванием на валу (иногда на шатунах) должны быть специальные устройства, часто их располагают на противовесах. В крейцкопфных компрессорах дополнительно предусматривают устройства для ручного проворота коленчатого вала.

Для коленчатых валов применяют высококачественную углеродистую или легированную сталь. Термообработку вала производят до твердости 240—300 НВ, а поверхность шатунных и коренных шеек (при подшипниках скольжения) — до твердости 56—62 RC. При двухопорных валах в отечественной практике применяют коренные подшипники качения (преимущества — меньшие потери трения, менее жесткие требования к соосности и т. д.). Большинство зарубежных фирм применяет коренные подшипники скольжения (преимущества — более простая система подачи масла в вал, сниженный уровень шума).

Шатун. Основными требованиями, предъявляемыми к шатуну, являются: жесткость при продольном изгибе, прочность, минимальная масса. При серийном и массовом производстве шатуны штампуют (обычно двутаврового сечения). При индивидуальном производстве (для крупных машин) их изготовляют из поковок точеными со стержнем круглого сечения. Верхние головки шатунов — неразъемные с запрессованными бронзовыми втулками; нижние головки при коленчатых валах — разъемные, скрепленные шатунными болтами; при эксцентриковых валах — неразъемные.

Преимущественное распространение имеют шатуны со сменными биметаллическими вкладышами. Вкладыши бывают тонкостенные с антифрикционным слоем из сплавов на базе олова (баббиты), из алюминиевых сплавов или из свинцовистых бронз и толстостенные с антифрикционным слоем из баббита. В последнем случае устанавливают регулировочные прокладки в стыке между крышкой и телом шатуна, которые позволяют выдерживать необходимый зазор в подшипнике по мере износа вала и антифрикционного слоя. При удалении прокладок искажается форма отверстия и для компенсации приходится перешлифовывать шейки вала и перезаливать и растачивать вкладыши под новый диаметр шеек. Применяют также цельноалюминиевые и бронзовые шатуны, которые не имеют ни втулок, ни вкладышей. Шатуны со сменными втулками и вкладышами изготовляют из кон-

струкционной углеродистой стали, вкладыши — из стальной ленты (тонкостенные). Толстостенные вкладыши вытачивают из стальных или бронзовых заготовок.

Зазор между шатунной шейкой вала и вкладышем шатуна в случае принудительной смазки подшипников должен составлять 0,001—0,0015 диаметра шатунной шейки (посадка А/Х), а при смазке разбрызгиванием (малые машины) от 0,0015 до 0,0025 диаметра шейки (посадка А/Ш). При использовании сталеалюминиевых вкладышей зазор должен быть увеличен примерно в 1,3—1,5 раза.

Крейцкопф. Корпус крейцкопфа изготовляют из стальной отливки. Башмаки крейцкопфов выполняют из чугуна, алюминия или с заливкой баббитом.

Шток поршня. Предъявляемые требования: продольная жесткость, прочность и большая износоустойчивость.

Штоки изготовляют из высококачественных углеродистых калящихся сталей с упрочнением наружной поверхности. Для регулирования линейного мертвого объема их крепят к крейцкопфам на резьбе специальными фиксирующими гайками. Наружный диаметр штока выполняют по посадке Д; твердость поверхности — 50÷60 HRC.

Шатунные болты. Бывают проходные с гайками и ввертные в тело шатуна. В первом случае их выполняют с пояском, центрирующим положение крышки относительно тела шатуна (посадка А/Д). Ввертные болты устанавливают с зазором (в крышке), и тогда центровка обеспечивается другими элементами — поясками в крышке и теле шатуна, штифтами и т. п. Очень важно обеспечить надежную фиксацию шатунных болтов от самоотвертывания, в частности учитывая большую частоту изменения нагрузки. Проходные болты с гайками контрят чаще всего шплинтами, ввертные — проволокой (попарно или с помощью специальных отверстий в крышке) или отгибными фасонными шайбами. Во всех случаях для обеспечения надежной затяжки болтов желательно применение тарированного инструмента.

Болты и гайки выполняют с классной резьбой, обращая особое внимание на необходимость максимального снижения концентрации напряжений. Материал болтов — легированные стали с высокими усталостными свойствами (38ХА и т. п.). Закалка до 28÷÷38 HRC.

Поршни. Различают дисковые (рис. I—17) и тронковые (рис. I-19) поршни. Дисковые скользящие поршни применяют в крейцкопфных компрессорах. Высота дискового поршня в вертикальных компрессорах определяется из условия размещения на нем уплотнительных колец, а в горизонтальных, кроме того,— необходимой опорной поверхностью, воспринимающей вес поршня (см. рис. I-17). При горизонтальном расположении поршень нижней своей частью опирается на поверхность цилиндра (зеркало) и, как правило, имеет баббитовую подушку. Эту часть поверхности поршня обрабатывают по посадке Д второго класса точности, а у верхних двух третей боковой поверхности поршня уменьшают радиус на 0,5÷0,8 мм для предохранения поршня от заедания при износе его опорной поверхности. В вертикальных крейцкопфных компрессорах зазор между цилиндром и поршнем обычно составляет от 0,01 до 0,02 диаметра поршня.

Тронковые поршни с развитой боковой поверхностью (для восприятия нормальных сил кривошипно-шатунного механизма) применяют в бескрейцкопфных компрессорах. Тронковые поршни выполняют из высококачественных чугунов или алюминиевых сплавов. Для малых поршней (диаметром до 50 мм) без уплотнительных колец применяют чугун, алюминиевые сплавы или низкоуглеродистую автоматную сталь.

Отверстия в бобышках поршня, как правило, обеспечивают плавающую посадку пальца, однако изготовляют компрессоры, у которых палец закреплен в поршне неподвижно, и тогда бобышки имеют соответствующую конструкцию.

В отечественной практике до недавнего времени было широко распространено использование для компрессоров поршней от массовых автомобильных двигателей. Новый ряд компрессоров в связи с применением кольцевых клапанов, когда выгодно выполнять днище с вытеснителем мертвого объема, спроектирован с оригинальными поршнями.

Поршневые кольца. Уплотнительные кольца предназначены для уменьшения утечки пара из полости сжатия цилиндра. Уплотнение обеспечивается собственной упругостью колец или заложенного в канавку поршня экспандера, давлением пара, проникающим в канавку под кольцом, и лабиринтным действием набора колец. Поршневые кольца выполняют с прорезью (замком), и в свободном состоянии диаметр их больше, чем диаметр цилиндра. Замок может быть прямым или косым (под углом 45°). Для компенсации теплового расширения кольца замок имеет зазор, через который происходит основная утечка пара, зависящая от величины зазора и от разности давлений до и после кольца.

В холодильных компрессорах, в которых разность давлений между нагнетанием и всасыванием не превышает 2,1 МПа, поршни выполняют с четырьмя (частота вращения от 8 до 12 c^{-1}), с тремя (свыше 12 до 16 c^{-1}) или с

двумя (свыше 16 до 24 $с^{-1}$) уплотнительными кольцами.

В бескрейцкопфных компрессорах для снижения уноса масла из картера кроме уплотнительных колец устанавливают маслосъемные. В прямоточных одноступенчатых компрессорах маслосъемные кольца помещают у нижней кромки поршня. При этом кромка кольца в нижней мертвой точке выступает в полость картера, а в верхней мертвой точке не доходит до нижней кромки всасывающих окон примерно на величину высоты кольца. Маслосъемные кольца в непрямоточных тронковых поршнях расположены непосредственно за уплотнительными в верхней части до отверстия под палец. В двухступенчатых прямоточных компрессорах для уменьшения уноса масла из картера в нижней части поршня кроме маслосъемных предусматривают одно или два уплотнительных кольца. В этом случае верхнее кольцо также не должно доходить до всасывающих окон.

Удельная нагрузка на зеркало цилиндра (от сил упругости колец) должна быть не более 0,15÷0,2 МПа. Зазор в замке при установке кольца в контрольный калибр или в цилиндр составляет 0,004 диаметра цилиндра. Отношение высоты кольца к его ширине — от 0,6 до 0,7. Поршневые кольца выполняют из чугуна. Наиболее прогрессивна индивидуальная отливка колец специальной некруглой формы. Такие кольца обеспечивают наиболее полный контакт с зеркалом цилиндра. Применяют и групповые заготовки — цилиндрические отливки — маслоты. Высоту поршневого кольца выполняют по посадке Ш, высоту канавок в поршне выдерживают в соответствии с допуском $А_3$, а наружный диаметр колец — по посадке П.

В настоящее время различными фирмами применяется много конструкций металлических и пластмассовых поршневых колец с применением радиальных или тангенциальных экспандеров. В СССР в последнее время находят все большее распространение кольца из неметаллических материалов с экспандером, так как при этом резко снижается износ зеркала цилиндра. Материал неметаллических колец должен быть термостойким не только при рабочих, но и при аварийных температурах (наибольшие температуры воздействуют на кольца при поломках пластин нагнетательного клапана). В торцевые поверхности неметаллических колец с течением времени внедряются металлические и грязевые частицы, поэтому конструкция таких колец и канавок для них в поршнях должна обеспечивать фиксацию от проворота, в противном случае неизбежен быстрый износ канавок поршня (особенно из алюминиевых сплавов).

Палец поршня (крейцкопфа). Основными требованиями, предъявляемыми к пальцу, являются: точность изготовления, прочность, жесткость и высокая твердость рабочей поверхности. Поршневые пальцы компрессоров холодильных машин закрепляют в бобышках поршня (крейцкопфа) или фиксируют лишь в осевом направлении (плавающие пальцы). Ступенчатый палец затягивают в бобышках поршня винтом, который надежно фиксируют (контрят). В крейцкопфах палец обычно помещают в конусных отверстиях бобышек; он удерживается от проворачивания шпонкой (см. рис. I-17). В большинстве многооборотных бескрейцкопфных компрессоров (см. рис. I-19) применяют плавающие пальцы. От осевого перемещения в бобышках поршня их удерживают пружинные кольца. В малых непрямоточных поршнях в торцевые отверстия пальца вставляют пробки из антифрикционных материалов (алюминий, бронза).

Пальцы выполняют из цементируемых легированных сталей с последующей закалкой цементированного слоя или из высокоуглеродистых сталей с закалкой токами высокой частоты (ТВЧ), в обоих случаях толщина слоя 0,4—0,6 мм, а твердость его 56—62 RC. Зазор между пальцами и втулкой составляет 0,001—0,0015 диаметра пальца.

Клапаны. Основными требованиями, предъявляемыми к клапанам, являются: максимальное проходное сечение; минимальные мертвые объемы, вносимые клапанами; наибольшая прямолинейность потока холодильного агента; небольшие перемещения и малая масса замыкающих органов (уменьшение силы удара при посадке); герметичность, простота конструкции и малая трудоемкость ее изготовления.

Наиболее сложным в конструктивном отношении является обеспечение максимальных проходных сечений в клапанах при малых мертвых объемах в цилиндрах. Чем больше диаметр цилиндра и средняя скорость поршня, тем сложнее выполнение этого требования.

В малых непрямоточных компрессорах, где даже при частоте вращения $n = 48$ $с^{-1}$ средняя скорость поршня не достигает 3 м/с, можно за счет отсутствия розеток всасывающих клапанов довести общий мертвый объем цилиндра до 2%. В современных быстроходных компрессорах мертвые объемы цилиндра составляют 3—4,5%. До 70—80% мертвого пространства заключено в полостях розеток всасывающих и седел нагнетательных клапанов. В низкотемпературных одноступенчатых и в цилиндрах низкого давления двухступенчатых компрессоров стремятся к выполнению клапанов с мертвым объемом около 2%.

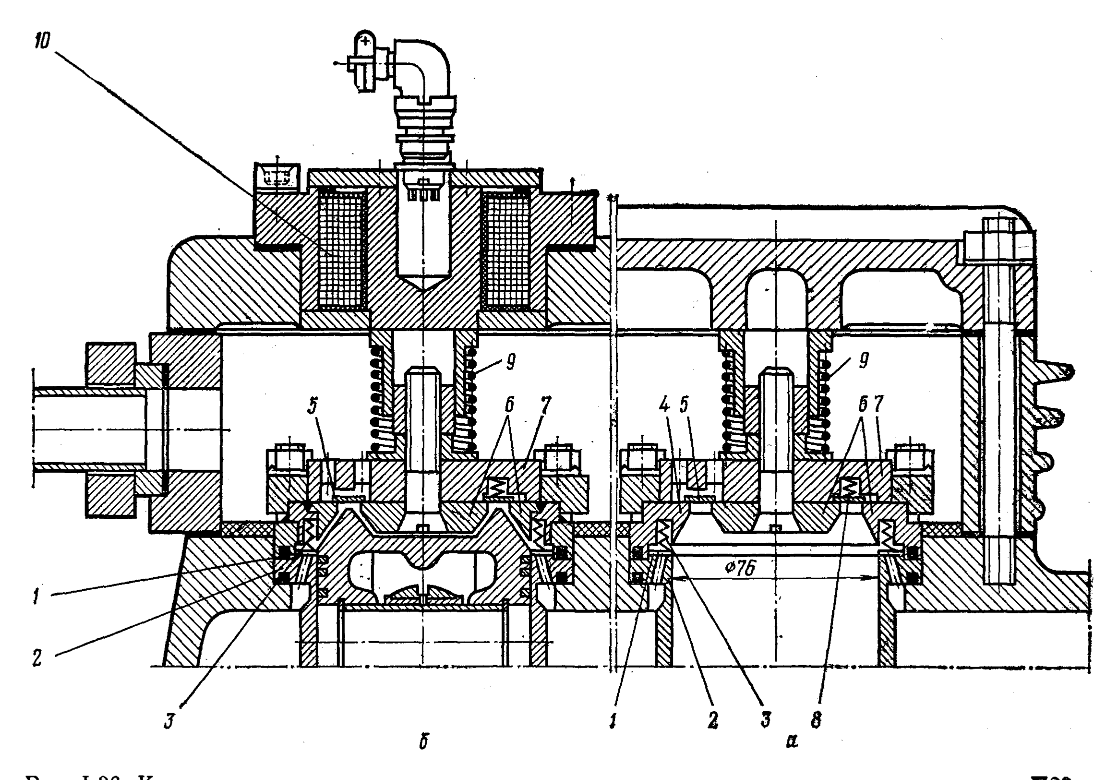


Рис. I-36. Кольцевые всасывающие и нагнетательные клапаны непрямоточного компрессора П80:

а — простые; *б* — с электромагнитным автоматическим отжимом пластины всасывающего клапана для регулирования производительности компрессора;

1 — пластина всасывающего клапана; *2* — седло всасывающего клапана; *3* — пружина всасывающего клапана; *4* — розетка всасывающего клапана; *5* — пластина нагнетательного клапана; *6* — седло нагнетательного клапана; *7* — розетка нагнетательного клапана; *8* — пружина нагнетательного клапана; *9* — буферная пружина; *10* — катушка электромагнита.

В крупных и средних компрессорах наиболее распространены кольцевые клапаны (рис. I-36). Толщина пластин клапанов от 0,8 до 1,5 мм, высоту подъема принимают в зависимости от частоты вращения компрессора. Рекомендуемая высота подъема пластин клапанов в зависимости от частоты вращения следующая:

Частота вращения, $с^{-1}$	8	12	16	20	24	48
Высота подъема кольцевых клапанов, мм	2,5—3	2—2,4	1,4—1,8	1,3—1,7	1,1—1,5	0,6—0,8
Высота подъема полосовых клапанов, мм	4,7—5	3,6—4	2,4—2,6	2—2,2	1,8—2	1—1,2

В некоторых зарубежных конструкциях компрессоров, предназначенных для работы при $t_0 \geqslant -3°C$, высота подъема всасывающих пластин клапанов достигает 3—3,5 мм при $n = 24$ $с^{-1}$.

В прямоточных компрессорах во всасывающих клапанах, закрепленных на поршнях, обычно применяют беспружинные кольцевые или ленточные полосовые клапаны, имеющие относительно меньший мертвый объем. Открытие и закрытие замыкающих органов этих клапанов (рис. I-37) происходит под действием сил инерции. В малых бескрейцкопфных компрессорах распрост-

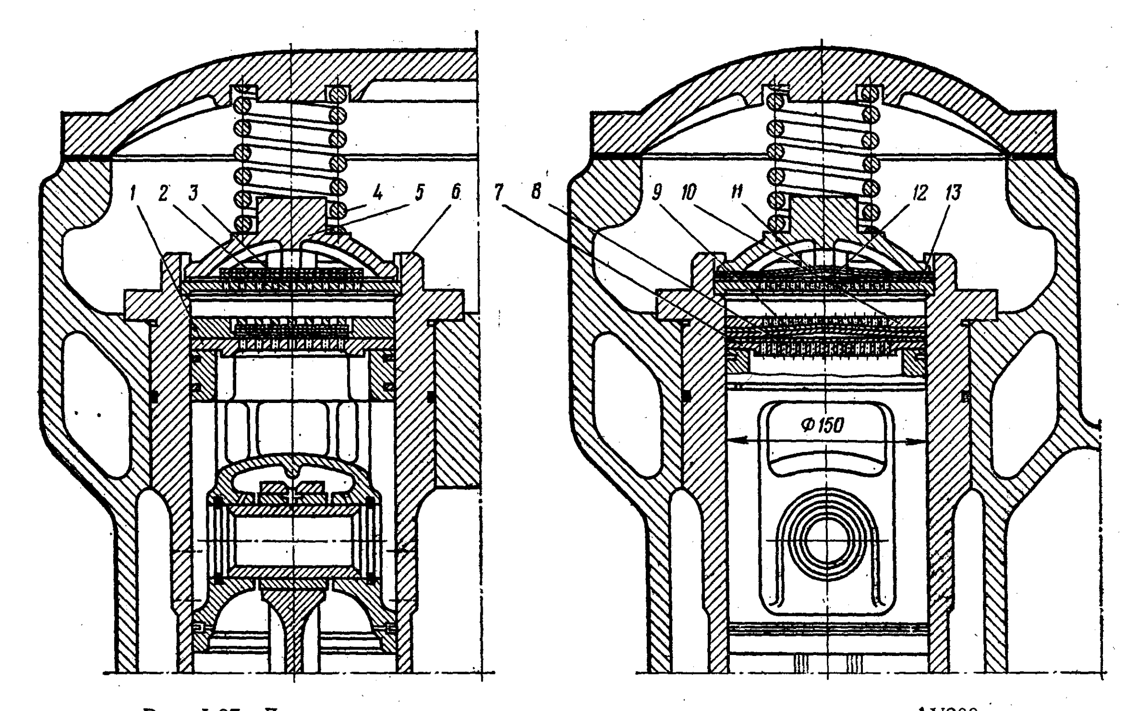


Рис. I-37. Ленточные полосовые клапаны прямоточного компрессора АУ200:

1 — всасывающий клапан; *2* — нагнетательный клапан; *3* — ложная крышка; *4* — буферная пружина; *5* — фонарь; *6* — направляющая ложной крышки; *7* — седло всасывающего клапана; *8* — пластина всасывающего клапана; *9* — пружинящая розетка всасывающего клапана; *10* — заполнитель мертвого объема; *11* — пружинящая розетка нагнетательного клапана; *12* — пластина нагнетательного клапана; *13* — седло нагнетательного клапана.

ранены клапаны из тонколистовой холоднотянутой стали толщиной от 0,2 до 1 мм. Форма пластин разнообразна [12].

В холодильных компрессорах применяют также полосовые самопружинящие клапаны. Форма розетки клапана соответствует линии прогиба равномерно нагруженной балки на двух опорах. Допустимый прогиб пластины в средней части обычно равен двойной величине подъема кольцевых пластин (см. выше). Пластины, кроме прогиба, имеют свободный подъем $0,2 \div 0,4$ мм. Посадка на седло клапана происходит за счет упругой деформации пластины, стремящейся принять прямолинейную форму, и обратного давления пара.

Распространены язычковые всасывающие клапаны, где пластина прогибается внутрь цилиндра. При этом один ее конец защемлен плитой, а второй свободен, но при открытии ход свободного конца ограничивается уступом на цилиндре. Такие клапаны применяют при $D_ц \leqslant 70$ мм. На еще меньших компрессорах (при $D_ц \leqslant 50$ мм) используют кольцевые пластины, соединенные тремя — пятью перемычками с центральной частью, в которой имеется отверстие для крепления к плите. Оба типа клапана позволяют обойтись минимальным мертвым объемом и образуют хорошие проходы для пара. Их главный недостаток состоит в том, что при поломке пластины велика вероятность довольно тяжелых повреждений цилиндра и поршня, поскольку обломки пластины неизбежно попадают в цилиндр.

В малых непрямоточных фреоновых компрессорах всасывающие и нагнетательные клапаны обычно размещают на одной плите, покрывающей цилиндры (рис. I-38), хотя, как это было показано выше, при этом может существенно увеличиться подогрев пара на всасывании (ухудшение λ_w и ε).

Статическая плотность клапана (при остановке компрессора) является показателем его исправности и имеет особое значение для нагнетательных клапанов автоматизированных компрессоров. Этому требованию удовлетворяют кольцевые и пятачковые пружинные клапаны (см. рис. I-36 и I-38). Их статическую плотность проверяют в со-

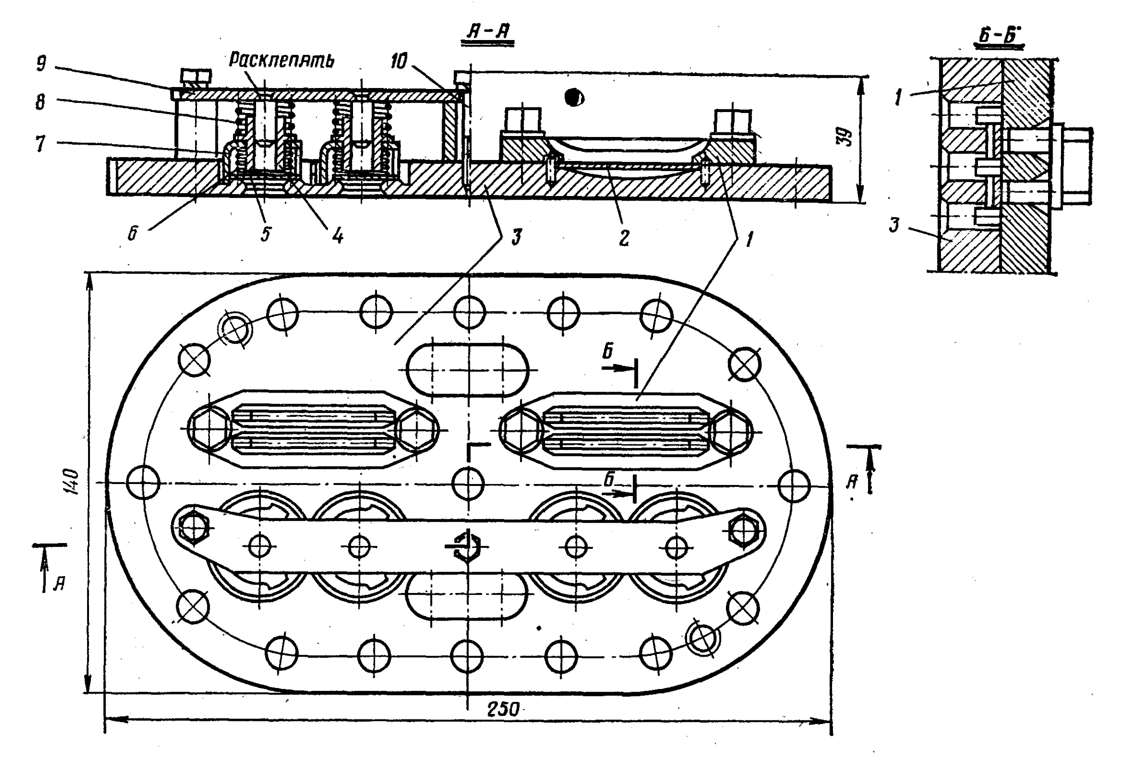


Рис. I-38. Клапанная плита на двухцилиндровый блок непрямоточного компрессора со всасывающими полосовыми и нагнетательными пятачковыми клапанами:

1 — седло всасывающего клапана; *2* — пластина всасывающего клапана; *3* — плита; *4* — направляющая втулка; *5* — пятачковая пластина нагнетательного клапана; *6* — пружина нагнетательного клапана; *7* — розетка нагнетательного клапана; *8* — буферная пружина; *9* — траверса упорная нагнетательного клапана; *10* — стягивающие болты.

бранном компрессоре. К всасывающим клапанам предъявляют требование только динамической плотности — отсутствия перетечек через щели клапанов во время хода нагнетания.

Седла и розетки клапанов выполняют из углеродистой стали, термически обработанной до твердости 240—320 НВ, а также из высококачественного чугуна СЧ24—44 (метод коркового литья) или из стального литья по выплавляемым моделям. Кольцевые пластины клапанов изготовляют из листовых хромистых легированных сталей марок У8А, 30ХГСА или 30Х13 с термообработкой до твердости 48—52 HRC. Для полосовых клапанов применяют светлые холоднотянутые стали марок 70С2ХА или У10А (твердость по Виккерсу более 500 ед.). Для изготовления кольцевых клапанов применяют также хромистые стали, обработанные в расплаве синтетическими шлаками, или стали электрошлакового переплава. Для повышения долговечности пластин (наиболее уязвимая деталь), чтобы материал имел как можно меньше неметаллических и газовых включений, нежелательны сера и фосфор и крупноигольчатая структура. Решающую роль играет качество термообработки (желателен разброс по твердости не более HRC 2) и финишной механической обработки. На пластинах недопустимы концентраторы напряжений, в связи с чем шероховатость поверхности должна быть не хуже R_z 0,32 а кромок — не хуже R_z 1,25; риски от обработки должны носить разориентированный характер. Достигается это специальными методами шлифовки и мокрой галтовкой в барабанах и вибраторах.

При изготовлении цилиндрических точечных пружин кольцевых клапанов обычно применяют пружинную проволоку по ГОСТ 9389—75. Недостаток таких пружин состоит в

ограниченной термостойкости и, как следствие, нестабильной во времени жесткости. Эта проволока удовлетворительно работает до температур 120—140°С; в то время как в местах размещения нагнетательных клапанов бывают температуры и более высокие, особенно при поломках пластин. Поэтому желательно применять стали типа 50 ХФА (ГОСТ 14963—78). Другие типы пружин — пластинчатые — довольно сложны в производстве и образуют во всасывающем клапане относительно большие мертвые объемы, тем не менее их использование расширяется из-за большей долговечности.

Смазочные устройства. В малых компрессорах чаще всего применяют барботажную смазку движущихся деталей: с помощью специальных разбрызгивателей образуют масляный туман, либо поддерживают уровень масла в картере на высоте оси коленчатого вала (затопленная смазка для сальниковых компрессоров). Принудительную смазку малых компрессоров можно осуществлять при вертикальном расположении вала с помощью центробежного насоса, выполненного на его конце, а при горизонтальном расположении вала — шестеренным или ротационным однолопастным насосом. Применяют также центробежную смазку за счет подвода масла к центру вала и отвода его по сверлениям к периметру шеек.

В средних и крупных компрессорах принудительную смазку в большинстве конструкций осуществляют от шестеренного насоса, в редких случаях — от плунжерного. Наиболее надежен насос, затопленный в масляной ванне компрессора, однако такое размещение насоса громоздко и трудоемко, так как требует специального привода, иногда с помощью трех шестерен. Кроме того, такой привод служит источником дополнительного шума. Поэтому находят широкое применение насосы, ось которых совпадает с осью коленчатого вала и привод осуществляется с помощью простых компактных элементов. Такие насосы чаще всего выполняют с шестернями внутреннего зацепления, что делает их еще более компактными и обеспечивает повышенную работоспособность на масле, насыщенном холодильным агентом. Это особенно важно для компрессоров, работающих на масле и холодильном агенте, характеризуемых хорошей взаимной растворимостью, в частности при запусках после длительной стоянки и при влажном ходе компрессора (см. рис. I-25).

На всасывающей линии насоса устанавливают сетчатый фильтр. Сетку располагают на высоте 10—15 мм от дна картера. Число ячеек в 1 см² сетки от 150 до 300. Проходное сечение сетки в свету подбирают как можно большее, но не менее 10-кратного поперечного сечения всасывающей трубки масляного насоса. Иногда сетку дополняют постоянными магнитами. На нагнетательной линии масляного насоса в средних и крупных компрессорах устанавливают фильтры тонкой очистки. Чтобы предотвратить прекращение подачи масла при загрязнении фильтра тонкой очистки применяют перепускные клапаны, однако в ряде случаев предпочитают принудительно отключать компрессор с помощью защитного реле.

Сечение трубопроводов подбирают так, чтобы скорость масла не превышала 0,7—1,0 м/с. Давление масла поддерживают на уровне, превышающем давление в картере компрессора на 60—250 кПа. Давление регулируется перепускным клапаном, сбрасывающим масло из нагнетательного трубопровода в картер.

При использовании коренных подшипников скольжения к ним обычно подводят все масло, подаваемое насосом, которое затем по масляным каналам коленчатого вала поступает к шатунам и сальнику. При коренных подшипниках качения масло подводится к сальнику, из которого по каналам вала поступает к другим объектам смазки. В бессальниковых компрессорах с подшипниками качения подвод масла к валу осуществляют через специальные узлы различной конструкции (см. рис. I-23 и I-24).

В бескрейцкопфных компрессорах втулки верхней головки шатуна, пальцы и бобышки поршней смазываются брызгами, попадающими из картера. В компрессорах большей производительности для смазки верхней втулки и пальца предусматривают специальные сверления или трубки в стержне шатуна, через которые масло поступает от шатунной шейки вала. Зеркала цилиндров, поршень и поршневые кольца в бескрейцкопфных компрессорах смазываются маслом, разбрызгиваемым из торцевых зазоров между нижними головками шатуна и галтелями шатунных шеек вала.

В крейцкопфных компрессорах смазку механизма движения (коренные и шатунные подшипники вала, пальцы и ползуны крейцкопфов) производят с помощью шестеренного насоса, зеркало цилиндров, поверхности поршней и сальники штоков — многоплунжерными лубрикаторами. Каждое место подвода смазки обслуживается отдельным плунжером лубрикатора. Лубрикаторы и шестеренные насосы приводятся в действие индивидуальными электродвигателями. Обычно эти насосы с фильтрами и масляным холодильником скомпонованы в отдельный выносной агрегат. При этом обязательно предусматривают электрическую блокировку

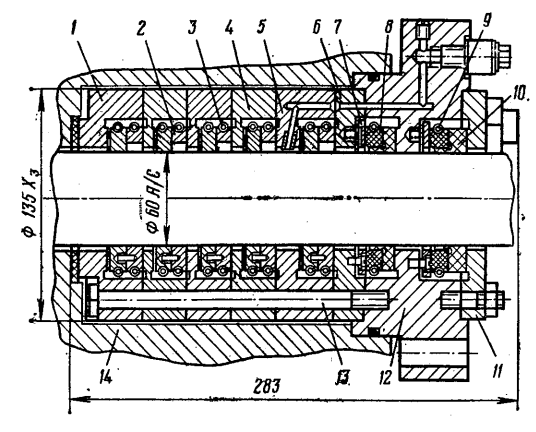


Рис. I-39. Многокамерный сальник уплотнения штока:

1 — концевая камера; *2* — разрезное стальное кольцо сальника; *3* — пружина стального кольца; *4* — средняя камера сальника; *5* — фонарь-камера; *6* — промежуточное кольцо с торцевой пружиной; *7* — торцевое поджимное кольцо; *8* — торцевое разрезное металлографитовое кольцо; *9* — пружина графитового кольца; *10* — разрезная металлографитовая втулка; *11* — крышка; *12* — корпус сальника; *13* — стяжной болт; *14* — цилиндр компрессора.

компрессора, не допускающую включения компрессора до запуска масляных насосов и лубрикаторов и выключающую двигатель компрессора в случае отключения масляного насоса или лубрикатора.

Корпуса масляных насосов изготовляют из чугунного литья, шестерни — из углеродистой стали с термической обработкой до твердости 240—280 HB, валики — из цементируемой углеродистой стали, закаленной до твердости 48—52 RC. Отверстия в корпусе насоса и шестернях выполняют по посадке A_3, наружные диаметры шестерен и валиков — по посадке Д.

Торцевые зазоры между шестернями, корпусом и крышкой выдерживают равными 0,05 мм на 100 мм высоты шестерен.

Уплотнения штоков и приводного конца вала (сальники). Сальники являются ответственными узлами холодильных компрессоров. От их работы зависят герметичность и надежность машины.

Штоки крейцкопфных компрессоров уплотняют многокамерными сальниками (рис. I-39) с разрезными металлическими кольцами (жесткая набивка), которые выполняют из чугуна или алюминия. Сальники смазывают маслом при помощи лубрикатора через фонарь. Число камер в сальнике для аммиачных компрессоров — от 3 до 4 при диаметре штока 50—150 мм. Хорошее уплотнение сальника зависит от степени прилегания (без зазора) трущейся поверхности колец к штоку, а также торцов колец друг к другу и к обоймам, осевой зазор между поверхностями колец и обоймой не должен превышать 0,03—0,05 мм.

В бескрейцкопфных компрессорах для уплотнения приводного вращающегося конца вала применяют сальники с кольцами торцевого трения (рис. I-40, I-41, I-42). Наиболее распространены сальники с упругими элементами, например пружинные с уплотнительными кольцами. В настоящее время преобладают пружинные сальники с торцевой парой трения закаленная сталь — композиционный материал на базе графита и упругим уплотнением по валу и масляным затвором.

Преимущества этих сальников: простота монтажа и эксплуатации, небольшая трудоемкость изготовления основных деталей (подвижного и уплотнительного кольца) и хо-

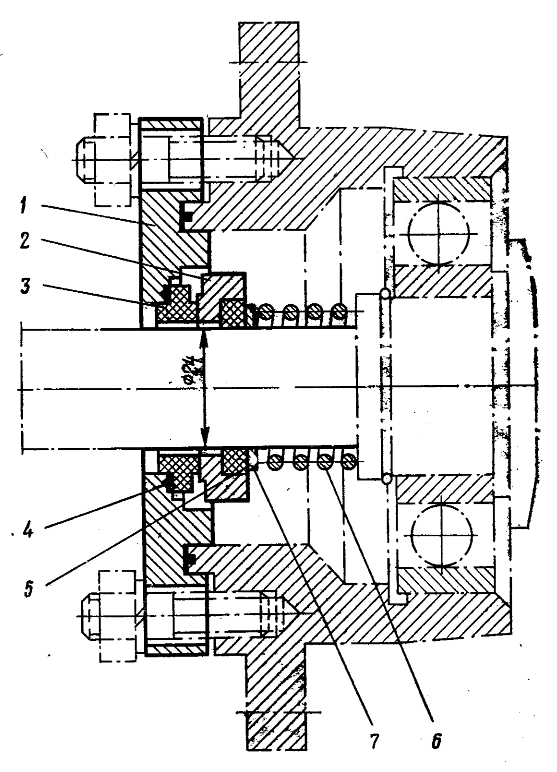


Рис. I-40. Сальник пружинный уплотнения вала с кольцами трения (компрессор ФВ6):

1 — крышка сальника; *2* — вращающееся с валом уплотнительное стальное кольцо; *3* — неподвижное уплотнительное кольцо металлографитовое; *4* — резиновая прокладка; *5* — резиновое ведущее кольцо; *6* — пружина; *7* — стальное нажимное кольцо.

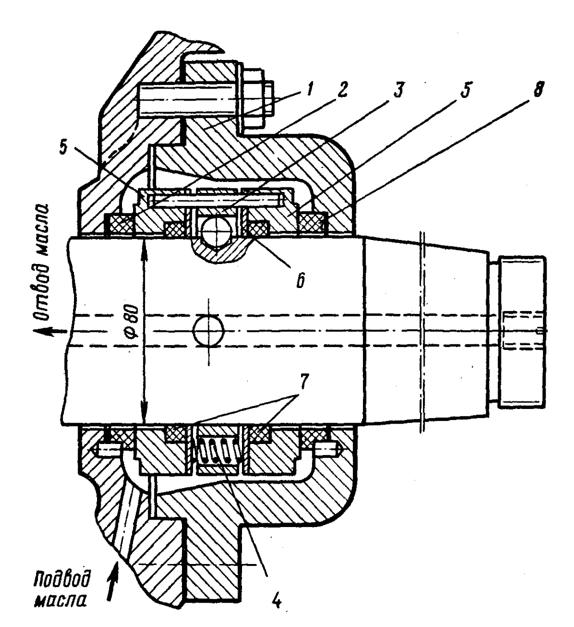


Рис. I-41. Сальник пружинный уплотнения конца вала (компрессор П80):

1 — крышка сальника; 2 — неподвижные металлографитовые уплотнительные кольца; 3 — ведущее кольцо; 4 — пружины; 5 — вращающиеся с валом стальные кольца сальника; 6 — нажимные кольца; 7 — резиновые кольца; 8 — резиновые прокладки.

роший отвод тепла трения маслом, прокачиваемым через сальник.

При диаметре вала до 50 мм сальники выполняют с одной центральной пружиной (см. рис. I-40); при большем диаметре вала обычно устанавливают несколько пружин, заключенных в сепараторе (см. рис. I-41, I-42).

Для изготовления трущейся пары в сальниках применяют высокооловянистую фосфорную бронзу (твердость 100—130 НВ), специализированный металлографит (марок АГ-1500-Б83, АПГ-Б83) и цементируемую закаленную углеродистую или легированную сталь твердостью 56—64 RC. Подвижное кольцо сальника выполняют, как правило, из стали. Его уплотняют на валу резиновым или фторопластовым кольцом, стойким к фреонам, аммиаку и смазочному маслу.

Допустимые удельные давления на трущиеся поверхности сальников приведены в табл. I-8. Удельное давление на упругое уплотнительное кольцо допускается в пределах 0,3—0,5 МПа. Отверстие подвижного кольца выполняют по посадке Х, а неподвижные — с зазором 0,5 мм.

Таблица I-8

Допустимые удельные давления и окружные скорости поверхностей трения сальников

Тип сальника	Материал трущейся пары	Удельная нагрузка, кПа	Окружная скорость, м/с
Сильфонный пружинный	Закаленная сталь — бронза	140—200	До 3,5
Пружинный самоустанавливающийся	То же	80—100	До 5
То же	Закаленная сталь — композиционный материал	40—60	До 30

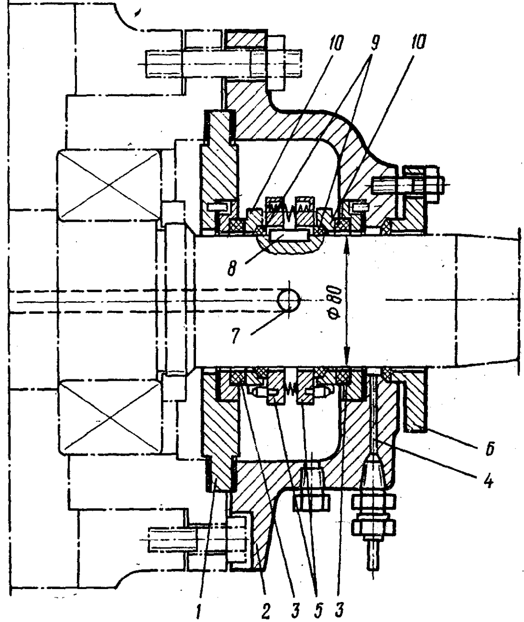


Рис. I-42. Сальник пружинный уплотнения конца вала (компрессора АУ200):

1 — внутренняя крышка; 2 — наружная крышка; 3 — неподвижные уплотнительные кольца с металлографитом; 4 — отвод масла, проникающего через уплотнения; 5 — ведущие кольца с пружинами; 6 — наружная букса; 7 — отвод масла из сальника; 8 — ведущая шпонка; 9 — упругие резиновые кольца; 10 — вращающиеся с валом стальные уплотнительные кольца.

Параметрические ряды и унификация компрессоров

Поршневые компрессоры производительностью 5,2 кВт (4,5 тыс. ккал/ч) и более выпускают в СССР по ГОСТ 6492—76. Весь параметрический ряд охватывает диапазон производительности до 1340 кВт (табл. I-9). Этот ряд сложился в начале 60-х годов и с тех пор подвергался многократной модернизации; ОСТ 26.03-943—77, который определяет основные параметры нового ряда компрессоров, ограничивает производительность самого крупного поршневого компрессора — 268 кВт (табл. I-10).

Основные характеристики отечественных поршневых компрессоров представлены в табл. I-11 и I-12.

В отечественной практике номинально принят шаг изменения производительности при переходе от одного компрессора ряда к следующему, равный $\sqrt{2}$ (ряд R 20/3 предпочтительных чисел по ГОСТ 8032—56). Практически для компрессоров нового ряда шаг колеблется от 1,33 до 1,5.

Некоторые фирмы, особенно специализирующиеся на выпуске только малых компрессоров (*DWM* — ФРГ, *Prestcold* — Англия и др.), применяют более дробный шаг — 1,15—1,25.

Унификация холодильных поршневых компрессоров проводится по следующим направлениям.

1. Составление минимального числа рядов компрессоров, производительность которых обеспечивает нужное количество холода в требуемом диапазоне температур кипения при заданной разности давления $p_к - p_0$ и при работе на минимальном количестве холодильных агентов (низкого, среднего и высокого давлений).

2. Создание каждого ряда компрессоров на одной базе. В бескрейцкопфных компрессорах за базу принимают одну шатунно-кривошипную группу, рассчитанную на предельную разность давлений $p_к—p_0$, где на двухопорном (обычно) коленчатом валу, располагая 1, 2, 3 или 4 шатуна на одной шейке, создают 2-, 3-, 4-, 6- или 8-цилиндровые компрессоры (реже 9-цилиндровые — по три шатуна на трех шейках) с одной или двумя частотами вращения. В крейцкопфных оппозитных компрессорах такой базой являются рамы на 2, 4, 6, 8 цилиндров (обычно унифицированные с рамами газовых компрессоров) с шатунно-кривошипным механизмом, каждый из которых рассчитан на одно усилие по штоку.

3. Выполнение поджимающих компрессоров путем увеличения диаметра цилиндров базовых машин (в последнее время это направление практически не используется в связи с развитием ротационных пластинчатых и винтовых компрессоров).

4. Создание двухступенчатых компрессоров с применением шатунно-поршневой группы одноступенчатого базового компрессора.

5. Компоновка двухступенчатых и каскадных машин из одноступенчатых компрессоров одного или различных рядов.

6. Унификация узлов и деталей (корпусных деталей, цилиндровых гильз, поршней, шатунов, пальцев, поршневых колец, вкладышей и втулок шатунов, масляных насосов, сальников, клапанов) в компрессорах одного ряда.

Конструктивная унификация должна сочетаться с технологической, и тогда производство компрессоров может быть оснащено высокопроизводительным автоматизированным оборудованием; сменные изнашивающиеся детали должны быть сконструированы так, чтобы они были взаимозаменяемыми для всех типоразмеров ряда и следовательно, удобными в эксплуатации; некоторые детали — блок-картер, коленчатый вал — оставляют неунифицированными (но они технологически подобны и в процессе эксплуатации, как правило, не требуют замены), и это позволяет построить модификацию с лучшими массо-габаритными характеристиками.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a — масштаб длин, м/мм;
b — масштаб давлений, Па/мм;
c — скорость, м/с;
C — относительное мертвое пространство;
D, d — диаметр, м;
F, f — площадь, м²;
G — массовая производительность, расход, кг/с;
G — масса, кг;
g — ускорение свободного падения, м/с²;
I — удельная сила инерции, Па;
i — удельная энтальпия, Дж/кг;
j — ускорение, м/с²;
k — показатель адиабаты;
l — линейный размер, м;
l — удельная работа, Дж/кг;
M — крутящий момент, Нм;
M — число Маха;
m — показатель политропы;
N — мощность, Вт;
N — удельная нормальная сила, Па;
n — показатель политропы;
n — частота вращения, 1/с;
p — удельная сила, Па;
p — давление, Па;

Основные данные унифицированных поршневых компрессоров,

№ базы	Конструктивный параметр				Компрессоры фреоновые I и II базы (14 кгс/см²), III базы 0,78 МПа				
	тип (ход поршня, мм)	расположение цилиндров	к-во цилиндров	частота вращения, $с^{-1}$	марка	диаметр цилиндра, мм	объем, описываемый поршнями, $\times 10^2$, м³/с	холодопроизводительность, кВт (R12)	потребляемая мощность, кВт (R12)
I	Непрямоточный герметичный (40)	Горизонтальное	2	24	ФГ2,8	50	0,38	3,15	1,3
			4	24	ФГ5,6	50	0,76	6,3	2,6
		Вертикальное	2	16	2ФВБС4	67,5	0,57	5,2	2,2
			2	24	ФВ6	67,5	0,855	7,5	2,5
			2	24	2ФВБС6	67,5	0,855	7,3	3,0
II	Непрямоточный сальниковый и бессальниковый (50)	V-образное	4	16	2ФУБС9	67,5	1,14	10,7	4,2
			4	24	ФУ12	67,5	1,71	14,9	5
			4	24	2ФУБС12	67,5	1,71	14,5	6,1
		VV-образное	8	16	2ФУУБС18	67,5	2,28	21,0	9
			8	24	ФУУ25	67,5	3,42	29,7	10
			8	24	2ФУУБС25	67,5	3,42	29,0	13
III	Непрямоточный фреоновый и прямоточный аммиачный (70)	Вертикальное	2	24	ФВ20	101,6	2,72	26,6	8,6
		V-образное	4	24	ФУ40	101,6	5,44	52	16,8
		VV-образное	8	24	ФУУ80	101,6	10,88	101	32,5
IV	Прямоточный сальниковый (130)	Вертикальное	2	16	—	—	—	—	—
		V-образное	4	16	—	—	—	—	—
		VV-образное	8	16	—	—	—	—	—
V	Непрямоточный сальниковый, крейцкопфный (220)	Оппозитное	2	8,35	—	—	—	—	—
			4	8,35	—	—	—	—	—

Примечания. 1. Мощность для сальниковых компрессоров — N_e, для герметичных и бессаль
2. Компрессоры ФГ 2,8 и ФГ 5,6 ГОСТом не регламентируются.

$\Delta\bar{p} = \frac{\Delta p}{p_{i.т}}$ — относительная потеря давления;

Q — холодопроизводительность, тепловой поток, Вт;

Q — нагрузка, Н;

q — удельная холодопроизводительность, Дж/кг;

q — удельная сила, Па;

R — сила, Н;

r — радиус, м;

S — ход поршня, м;

T — удельная тангенциальная сила, Па;

t — температура, °С;

V — объем, м³;

v — удельный объем, м³/кг;

v — объемный расход, м³/с;

Z — удельная радиальная сила, Па;

z — количество цилиндров;

α, β — коэффициент;

α, β, γ — угол, град;

γ — плотность, кг/м³;

δ — степень неравномерности вращения;

ε — холодильный коэффициент;

ζ — коэффициент;

η — КПД;

λ — коэффициент подачи (наполнения);

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

π — отношение давлений;

ρ — коэффициент;

φ — эквивалентная площадь, м²;

ψ — отношение хода поршня к диаметру;

серийно выпускаемых по ГОСТ 6492—76

$(p_к-p_0) \leqslant 1{,}37$ МПа (8 кгс/см²)				Компрессоры аммиачные и фреоновые III и IV базы $(p_к-p_0) \leqslant 1{,}18$ МПа (12 кгс/см²) V базы $(p_к-p_0) \leqslant 1{,}37$ МПа (14 кгс/см²)								
длина, мм	ширина, мм	высота, мм	масса, кг	марка	диаметр цилиндра, мм	объем, описываемый поршнями, $\times 10^2$, м³/с	холодопроизводительность, кВт (аммиак)	потребляемая мощность, кВт (аммиак)	длина, мм	ширина, мм	высота, мм	масса, кг
400	390	410	60									
420	420	520	90									
595	370	590	130									
368	324	392	48									
595	370	590	130									
		515	220									
730	540	490	90									
484	530	515	220									
730	540											
860	620	620	340									
745	640	690	190									
860	620	620	355									
810	1130	760	180	АВ22	82	1,79	28	8	810	1130	760	160
660	625	710	280	АУ45	82	3,58	56	16	660	625	740	260
1100	910	820	400	АУУ90	82	7,16	112	32	1100	910	820	420
—	—	—	—	АВ100	150	7,35	116	33	1120	730	1190	930
—	—	—	—	АУ200	150	14,7	232	66	1370	1320	1100	1400
—	—	—	—	АУУ400	150	29,4	464	133	1660	1550	1320	2500
—	—	—	—	АО600	280	440	670	190	4250	4020	1500	5800
—	—	—	—	АО1200	280	880	1340	375	5700	5700	1700	10800

никовых — $N_э$.

Индексы

о — кипение;
1 — начальное состояние;
2 — конечное состояние;
I, II — силы первого и второго порядков;
а — холодильный агент;
а — адиабатный;
вс — всасывание;
вр — вращение;
г — газовый;
д — действительный;
др — дросселирование;
зв — звук;
к — конденсация;
к — канал (всасывающий, нагнетательный);
кл — клапан;
км — компрессор;
кр — крутящий;
м — мертвый объем;
м — механический;
макс — максимальный;
мх — маховик;
н — нагнетание;
Н.М.Т. — нижняя мертвая точка;
п — потери;
пл — плотность;
пс — возвратно-поступательное движение;
пр — противовес;

Основные данные унифицированных поршневых компрессоров новой

№ базы	Конструктивные параметры базы: тип (ход поршня, мм)	диаметр цилиндра, мм	расположение цилиндров	частота вращения, $с^{-1}$	предельная ($p_к - p_0$), МПа (кгс/см²)	число цилиндров	марка	Основные данные комп: объем, описываемый поршнями, $\times 10^2$, м³/с	холодопроизводительность, кВт	мощность N, кВт
I	Непрямоточный герметичный (32)	42	Горизонтальное	48	2,06 (21)	2	ПГ5	0,411	5,8	2,6
						3	ПГ7	0,616	8,7	3,9
						4	ПГ10	0,822	11,6	5,2
II	Непрямоточный бессальниковый и сальниковый (65 и 45)	67,5	Вертикальное	24	2,06 (21)	1	ПБ5	0,385	6,5	2,5
						1	ПБ7	0,555	9,5	3,5
						2	ПБ10	0,77	13	5
						2	ПБ14	1,11	19	6,9
		67,5	V-образное	24	2,06 (21)	2	П14	1,11	20,5	6,7
						4	ПБ20	1,54	26	10
						4	П20	1,54	28,4	9,1
						4	ПБ28	2,22	38	13,85
						4	П28	2,22	41	13,3
III	Непрямоточный бессальниковый и сальниковый (66)	76	V-образное	24	1,67 (17)	4	ПБ40	2,89	42,5	14
						4	П40	2,89	44,2	13
		76	W-образное	24	1,67 (17)	6	ПБ60	4,33	63,7	21
						6	П60	4,33	66,3	19,5
		76	VV-образное	24	1,67 (17)	8	ПБ80	5,78	85	28
						8	П80	5,78	88,4	26
IV	Непрямоточный бессальниковый и сальниковый (82)	115	V-образное	24	1,67 (17)	4	ПБ110	8,35	128	41,5
						4	П110	8,35	134	39
		115	W-образное	24	1,67 (17)	6	ПБ165	12,5	192	62,5
						6	П165	12,5	200	58,5
		115	VV-образное	24	1,67 (17)	8	ПБ220	16,7	256	83
						8	П220	16,7	268	78

Примечания: 1. Ход поршня 45 мм для компрессоров ПБ5, ПБ10 и ПБ20 и П20

2. Холодопроизводительность и потребляемая мощность приведены при указанных t_0 и $t_к$ = конденсации принята 40°С).

3. Потребляемая мощность для ПГ и ПБ — $N_э$, для П — N_e.

рш — расширение;
рас — расчетный;
с — седло;
св — свободный;
ср — средний;
сум — суммарный;
т — теоретический;
тр — трение;
ц — цилиндр;
щ — щель;
э — электрический;
эл. дв. — электродвигатель;
c — мертвый объем;
e — эффективный;
i — обобщенный индекс коэффициента β;
i — индикаторный;
m — средний;
p — при постоянном давлении;

Таблица I-10

градации согласно ОСТ 26.03-943—77

рессоров, работающих на R22 при $t_0 = -15°C$				Основные данные компрессоров, работающих на							
				R12, $t_0 = -15°C$		R22, $t_0 = 5°C$		R502, $t_0 = -35°C$		R717, $t_0 = -15°C$	
длина, мм	ширина, мм	высота, мм	масса, кг	холодопроизводительность, Q, кВт	мощность N, кВт	холодопроизводительность, Q_0, кВт	мощность N, кВт	холодопроизводительность Q_0, кВт	мощность N, кВт	холодопроизводительность Q_0, кВт	мощность, N, кВт
380	365	480	58	3,7	1,77	12,8	4	4,2	3,4	—	—
460	450	480	69	5,5	2,65	19,2	6	6,3	5,1	—	—
425	420	532	76	7,4	3,54	25,6	8	8,4	6,8	—	—
470	330	450	80	4,3	1,7	13	3,3	4,8	3,1	—	—
485	350	460	85	6,2	2,5	18,5	4,8	7	4,5	—	—
630	360	470	130	8,6	3,4	26	6,6	9,6	6,2	—	—
630	380	480	150	12,5	4,9	37,5	9,5	14	9	—	—
580	380	480	112	13,5	4,75	40,5	9,2	15	8,6	—	—
680	550	485	223	17,3	6,8	52	13,2	19,2	12,5	—	—
610	550	485	180	18,6	6,6	56	12,75	21	12	—	—
700	565	485	240	25	9,8	75	19	28	18	—	—
610	565	485	190	27	9,5	81	18,4	30	17	—	—
1020	620	580	365	27,6	9,5	100	23,5	31,4	18,2	—	—
850	620	580	280	28,8	8,8	105	21,7	32,6	16,9	45,7	12,8
1090	700	685	420	41,4	14,3	150	35	47,1	27,3	—	—
885	700	685	330	43	13,3	157	32,5	48,9	25,4	68,1	19,2
1120	755	650	480	55,2	19	200	47	62,8	36,4	—	—
930	755	650	375	57,6	17,6	210	43,4	65,2	33,8	91,8	25,5
1300	900	800	1000	83	28,2	268	63,5	94	54	—	—
950	900	800	770	87	26,6	280	60	100	51	138	39
1380	1035	885	1110	124	42,3	402	95,7	141	81	—	—
1030	1035	885	880	130	39,9	420	90	150	76,5	207	59
1460	1140	890	1220	166	56,4	536	127	188	108	—	—
1110	1140	890	1000	174	53,2	560	120	200	102	276	78

30°C, $t_и = 25°C$, $t_{км1} = 20°C$, (для R717 $t_{км1} = -10°C$, для R22 при $t_0 = 5°C$ температура

s — хладоноситель;
u — переохлаждение;
v — при постоянном объеме;
w — подогрев;
x — радиальный;
y — тангенциальный.

Марка компрессора	Исполнение	Режи							
		холодильный агент	$t_0 = 5$°C; $t_к = 40$°C						
			коэффициент подачи	холодопроизводительность		КПД*	холодильный коэффициент*	удельная холодопроизводительность*, ккал/(кВт.ч)	коэффициент подачи
				кВт	ккал/ч				
ФУ12	Сальниковое	R12	0,728	30,9	26 600	0,6	4,18	3600	0,66
2ФУБС12	Бессальников.	R12	0,71	30,2	26 000	0,465	3,25	2800	0,64
ФУ40	Сальниковое	R12	0,71	98,4	84 800	0,56	3,86	3320	0,70
АУ45	Сальниковое	R717	0,72	113,7	98 000	0,72	4,95	4260	0,72
АУ200	Сальниковое	R717	0,81	527,8	455 000	0,76	5,17	4460	0,73
АО1200	Оппозитное	R717	0,79	309,7	267 000	0,76	5,21	4490	0,70

* Показатель определен по эффективной мощности для сальниковых и оппозитного исполне

Характеристики компрессоров по

Марка компрессора	Исполнение	Режимы (при							
		$t_0 = 5$°C; $t_к = 40$°C						$t_0 = -15$°C;	
		коэффициент подачи	холодопроизводительность		КПД*	холодильный коэффициент*	удельная холодопроизводит.*, ккал/(кВт·ч)	коэффициент подачи	холодо дитель
			кВт	ккал/ч					кВт
ПБ28	Бессальниковое	0,85	73,7	63 400	0,58	3,9	3350	0,78	38,0
П80	Сальниковое	0,87	210	181 000	0,73	5,2	4475	0,78	93,9
ПБ80	Бессальниковое	0,87	208	179 000	0,66	4,67	4015	0,75	90,6
П220	Сальниковое	0,83	572	492 000	0,67	4,76	4090	0,78	262
ПБ220	Бессальниковое	0,82	530	455 800	0,61	4,55	3910	0,74	255

* Показатель определен по эффективной мощности для сальниковых и по электрической мощ-

Таблица I-11

ГОСТ 6492—76

мы

$t_0 = -15$°C; $t_К = 30$°C					$t_0 = -25$°C; $t_К = 30$°C					
холодопроизводительность		КПД*	холодильный коэффициент*	удельная холодопроизводительность*, ккал/(кВт·ч)	коэффициент подачи	холодопроизводительность		КПД*	холодильный коэффициент*	удельная холодопроизводительность*, ккал/(кВт·ч)
кВт	ккал/ч					кВт	ккал/ч			
14,9	12 800	0,612	3,02	2600	0,52	8,0	6 900	0,47	1,78	1530
14,6	12 500	0,485	2,38	2050	0,51	7,85	6 750	0,416	1,63	1400
52,2	45 000	0,616	3,1	2680	0,63	31,3	27 000	0,7	2,53	2180
55,8	48 000	0,72	3,49	3000	0,64	31,8	27 400	0,66	2,41	2080
232,0	200 000	0,73	3,51	3030	0,63	127,6	110 000	0,68	2,48	2135
1134,0	1150 000	0,74	3,56	3060	0,62	754,0	650 000	0,7	2,51	2170

ний и по электрической мощности для бессальникового исполнения

Таблица I-12

ОСТ 26.03—943—77

работе на R22)

$t_К = 30$°C				$t_0 = -35$°C; $t_К = 30$°C					
производительность	КПД*	холодильный коэффициент*	удельная холодопроизводительность*, ккал/(кВт·ч)	коэффициент подачи	холодопроизводительность		КПД*	холодильный коэффициент*	удельная холодопроизводительность*, ккал/(кВт·ч)
ккал/ч					кВт	ккал/ч			
32 700	0,59	2,74	2355	0,63	12,8	11 000	0,56	1,51	1300
80 000	0,74	3,38	2905	0,54	29,0	25 000	0,68	1,88	1620
77 900	0,66	3,02	2600	0,49	26,2	22 500	0,52	1,45	1250
225 300	0,76	3,54	3045	0,58	90,2	77 600	0,66	1,8	1550
219 300	0,69	3,11	2675	0,51	77	66 200	0,61	1,79	1540

ности для бессальниковых исполнений.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Быков А. В. Исследование характеристик низкотемпературного одноступенчатого холодильного поршневого компрессора на новых рабочих веществах. — Автореферат дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук. — Л.: ЛТИХП. 1970. — 24 с.

2. Быков А. В., Калнинь И. М. О зависимости параметров холодильных машин от свойств применяемых рабочих веществ. — Труды ВНИИхолодмаш, 1974, № 5, с. 3—23.

3. Быков А. В. Технико-экономические показатели низкотемпературных холодильных машин. — Холодильная техника, 1975, № 9, с. 6—12.

4. Вейнберг Б. С. Поршневые компрессоры холодильных машин. — М.: Машиностроение. 1965. — 355 с.

5. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Машиностроение. 1975. — 559 с.

6. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкция и основы проектирования. — 3-е изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение. 1946. — 743 с.

7. Цирлин Б. Л. Усовершенствование конструкции аммиачных блок-картерных компрессоров. — М.: Госторгиздат. 1961. — 32 с.

8. Цирлин Б. Л. Исследование энергетической эффективности холодильных поршневых компрессоров. Автореферат дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук. — Одесса: ОТИХП. 1968. — 22 с.

9. Цирлин Б. Л. Экспериментальное исследование энергетических характеристик поршневых холодильных компрессоров. — Труды ВНИИхолодмаш, 1969, вып. 2, с. 7—44.

10. Цыдзик В. Б., Бармин В. П., Вейнберг Б. С. Холодильные машины и аппараты. — М.: Машгиз, 1946. — 671 с.

11. Энциклопедический справочник. Холодильная техника. М.: Госторгиздат. 1960. т. I. Техника производства искусственного холода. 1960. — 544 с.

12. Якобсон В. Б. Малые холодильные машины. — М.: Пищевая промышленность, 1977. — 368 с.

13. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания./ Н. Х. Дьяченко, Б. А. Харитонов, В. М. Петров и др.; под ред. Н. Х. Дьяченко. — Л.: Машиностроение, 1979. — 392 с.

14. Конструкция и расчет автотракторных двигателей./ М. М. Вихерт, Р. П. Доброгаев, М. И. Ляхов и др.; под ред. Ю. А. Степановой. — М.: Машгиз, 1957. — 604 с.

ГЛАВА II
ВИНТОВЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Рабочим органом винтовых компрессоров служат совершающие вращательное движение роторы, на которых нарезаны винтовые зубья. Винтовые компрессоры могут быть одно-, двух- и трехроторными. В зависимости от способа уплотнения полости сжатия различают сухие и маслозаполненные винтовые компрессоры. В холодильной технике применяют почти исключительно маслозаполненные двухроторные компрессоры. Материал данной главы относится в основном к последним. Винтовые маслозаполненные компрессоры могут быть сальниковыми и бессальниковыми.

Винтовой двухроторный компрессор (рис. II-1) состоит из следующих основных деталей: корпуса *1*, двух роторов *2*, *3*, опорных и упорных подшипников, поршней для уравновешивания осевых сил *4*, привода регулятора производительности *5*. Роторы (винты) представляют собой цилиндрические косозубые крупномодульные шестерни с зубьями специального профиля. Профили зубьев парных винтов при взаимной обкатке сопрягаются теоретически без зазора. При вращении винтов вершины зубьев описывают цилиндрические поверхности и образуют с корпусом также теоретически беззазорное сопряжение. В реальных конструкциях между роторами, а также между роторами и кор-

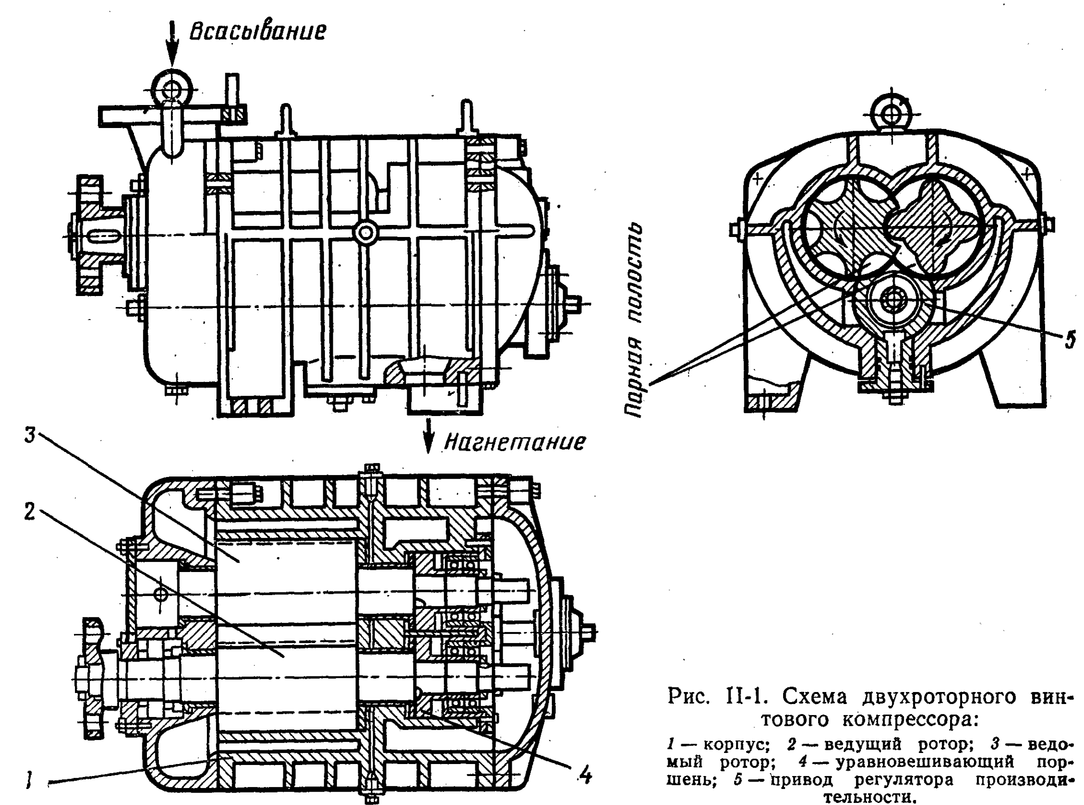


Рис. II-1. Схема двухроторного винтового компрессора:

1 — корпус; *2* — ведущий ротор; *3* — ведомый ротор; *4* — уравновешивающий поршень; *5* — привод регулятора производительности.

пусом имеются малые зазоры. Ведущий винт, как правило, имеет четыре выступа, ведомый — шесть при равных наружных диаметрах роторов. Зубья на длине ротора компрессора не образуют полного витка. Окна всасывания и нагнетания расположены взаимно по диагонали.

Рабочий цикл винтового компрессора имеет четыре фазы: всасывание, перенос, сжатие и нагнетание.

Всасывание. Газ через всасывающее окно заполняет впадины между зубьями роторов при их вращении и выходе зубьев из зацепления. Процесс всасывания продолжается до тех пор, пока кромки зубьев ведущего и ведомого роторов, ограничивающие объем впадины между зубьями, совместятся с кромками окна всасывания (см. рис. II-5). Объем впадин между зубьями ведомого и ведущего роторов носит название парной полости.

Перенос. В процессе дальнейшего поворота роторов газ переносится без изменения замкнутого объема парной полости в направлении окна нагнетания.

Сжатие. Давление газа повышается за счет уменьшения замкнутого объема парной полости при вращении роторов. Процесс сжатия продолжается до момента совмещения кромок зубьев ведущего и ведомого роторов, ограничивающих парную полость, с кромками окна нагнетания.

Нагнетание. Газ (вместе с маслом) из уменьшающегося объема парной полости нагнетается через окно нагнетания в нагнетательный патрубок. Если давление в конце сжатия меньше давления в нагнетательном патрубке, то происходит внешнее дожатие газа до давления нагнетания.

В корпус компрессора впрыскивается охлажденное масло, которое заполняет зазоры между роторами и корпусом, а также обеспечивает уплотнение по линии контакта соприкасающихся поверхностей зуба и впадины.

В результате подачи масла в рабочую полость винтового компрессора повышается производительность (за счет уменьшения внутренних перетечек), значительно снижается температура пара при сжатии. Это позволяет упростить конструкцию компрессора, снизить частоту вращения, уменьшить шум, увеличить допустимое отношение давлений, повысить энергетическую эффективность, надежность и долговечность.

Винтовые компрессоры имеют преимущества перед поршневыми и центробежными. В отличие от поршневых у винтовых компрессоров нет всасывающих клапанов, возвратно-поступательно движущихся частей, трущихся поверхностей в цилиндре. Коэффициенты подачи у винтовых маслозаполненных компрессоров выше, чем у поршневых, что обусловлено низкими дроссельными потерями на стороне всасывания и хорошим уплотнением зазоров. Срок службы винтовых маслозаполненных компрессоров до капитального ремонта составляет не менее 40 000 ч, межремонтные сроки большие, регулирование производительности плавное и экономичное. Однако винтовые компрессоры несколько уступают поршневым в энергетической эффективности, в частности из-за постоянства внутренней степени сжатия. В отличие от центробежных винтовые холодильные компрессоры не имеют помпажной зоны; степень повышения давления в них не зависит от частоты вращения роторов; винтовой компрессор можно использовать для сжатия любых холодильных агентов (независимо от их молекулярной массы), не изменяя при этом его конструкцию.

К недостаткам винтовых маслозаполненных компрессоров относится наличие развитой системы смазки.

Несмотря на то что принцип работы винтового компрессора известен с 1878 г., широкое использование компрессоров этого типа началось лишь в 40-х годах, а в области холодильного машиностроения — в 60-х годах XX в. В СССР винтовые холодильные маслозаполненные компрессоры производят серийно с 1973 г. на Казанском компрессорном заводе [9].

В настоящее время в холодильной технике винтовые компрессоры применяют в области холодопроизводительностей от 210 до 3500 кВт при работе на R22 и аммиаке [15]. На основе технико-экономического анализа [9] установлено, что наиболее выгодно использовать винтовые компрессоры в диапазоне холодопроизводительностей от 400 до 1650 кВт при стандартных условиях.

Винтовые маслозаполненные холодильные компрессоры применяют в виде компрессорных агрегатов, включающих в себя кроме собственно компрессора систему смазки, электропривод, приборы автоматики, систему регулирования и управления.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА

Геометрические характеристики

Геометрические характеристики винтового компрессора зависят в основном от профиля зубьев, который во многом определяет его энергетическую эффективность, массо-габаритные показатели и др. Профили зубьев в торцевом сечении могут быть раз-

Таблица II-1

Основные геометрические характеристики винтов параметрического ряда отечественных винтовых маслозаполненных холодильных компрессоров

Параметры	Формула	Обозначение	Диаметр винта, мм			
			200	250	315	250
			$L/D_{e1}=1{,}35$			$L/D_{e1}=0{,}9$
Наружный радиус, винта, мм						
ведущего	$R_1 = \frac{D_{e1}}{2}$	$R_1 = R$	100	125	157,5	125
ведомого	$R_2 = \frac{D_{e2}}{2}$	$R_2 = R$	100	125	157,5	125
Радиус начальной окружности винта, мм						
ведущего	$r_{1н} = \frac{d_{1н}}{2} = \frac{D_{e1} - 2r}{2}$	$r_{1н} = \frac{16}{25} R$	64	80	100,8	80
ведомого	$r_{2н} = \frac{d_{2н}}{2} = \frac{D_{e2} - 2r_0}{2}$	$r_{2н} = \frac{24}{25} R$	96	120	151,2	120
Межцентровое расстояние, мм	$A = r_{1н} + r_{2н}$	$A = \frac{8}{5} R$	160	200	252	200
Высота головки зуба, мм						
ведущего	$r = R_1 - r_{1н}$	$r = \frac{9}{25} R$	36	45	56,7	45
		$r_0 = \frac{1}{25} R$	4	5,0	6,3	5,0
ведомого	$r_0 = R_2 - r_{2н}$	$r_0 = \frac{1}{25} R$	4	5,0	6,3	5,0
		$r = \frac{9}{25} R$	36	45	56,7	45
Длина нарезной части винта, мм						
при $\overline{L} = 1{,}35$	$L = 2R\overline{L}$	$L = 2{,}7$	270	337	425	—
при $\overline{L} = 0{,}9$		$L = 1{,}8$	—	—	—	325

Продолжение табл. II-1

Параметры	Формула	Обозначение	Диаметр винта, мм			
			200	250	315	250
			$L/D_{e1} = 1,35$			$L/D_{e1} = 0,9$
Ход нарезки винта, мм						
ведущего	h_1	$h_1 = 3,2\ R$	320	400	504	300
ведомого	h_2	$h_2 = 4,8\ R$	480	600	756	450
Угол наклона винтовой линии к оси зуба на делительном цилиндре винта, град						
ведущего	$\beta_{1н} = \mathrm{arctg}\,\frac{2\pi r_{1н}}{h_1}$	$\beta_н = \beta_{1н}\mathrm{arctg}\frac{10}{25}\pi$	51°29′17,208″	51°29′17,208″	51°29′17,208″	59°10′11,772″
ведомого	$\beta_{2н} = \mathrm{arctg}\,\frac{2\pi r_{2н}}{h_2}$	$\beta_н = \beta_{2н} = \mathrm{arctg}\,\frac{10}{25}\pi$	51°29′17,208″	51°29′17,208″	51°29′17,208″	59°10′11,772″
Угол закрутки винта, град						
ведущего	$\tau_{13} = \frac{2\pi}{h_1}L$	$\tau_{13} = \frac{2,7}{1,6}\pi$	304°	304°	304°	270°
ведомого	$\tau_{23} = \frac{2\pi}{h_2}L$	$\tau_{23} = i_{21}\tau_{13}$	202°40′	202°40′	202°40′	180°
Передаточное число						
от ведущего ротора к ведомому	$i_{12} = \frac{h_2}{h_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}$	i_{12}	1,5	1,5	1,5	1,5
от ведомого ротора к ведущему	$i_{21} = \frac{h_1}{h_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{n_2}{n_3}$	i_{21}	0,66	0,66	0,66	0,66
Осевой шаг зубьев винта, мм						
ведущего	$b_1 = \frac{h_1}{z_1}$	$b = b_1 = 0,8\,R$	80	100	126	75
ведомого	$b_2 = \frac{h_2}{z_2}$	$b = b_2 = 0,8\,R$	80	100	126	75

Продолжение табл. II-1

Параметры	Формула	Обозначение	Диаметр винта, мм			
			200	250	315	250
			$L/D_{e1} = 1,35$			$L/D_{e1} = 0,9$
Диаметр внутренней окружности винта, мм						
ведущего	$d_{1вн}$	$d_{1вн} = 1,2\,R$	120	150	189	150
ведомого	$d_{2вн}$	$d_{2вн} = 1,2\,R$	120	150	189	150
Площадь впадины между зубьями в торцевой плоскости винта**, мм²						
ведущего	$f_{1п} = 0,069D_{e1}^2$	$f_{1п}$	$\frac{27,61}{27,77}$	$\frac{43,14}{43,39}$	$\frac{68,49}{68,89}$	$\frac{43,14}{43,39}$
ведомого	$f_{2п} = 0,049D_{e2}^2$	$f_{2п}$	$\frac{19,74}{19,88}$	$\frac{30,84}{31,06}$	$\frac{48,96}{49,31}$	$\frac{30,84}{31,06}$
Суммарный полезный объем** парной полости, см³	$V_{п.п}^* = (f_{1п}+f_{2п})L - \Delta W_0$	$V_{п.п}$	$\frac{1220}{1236}$	$\frac{2390}{2414}$	$\frac{4770}{4829}$	$\frac{1645}{1656}$

* Суммарный полезный объем парной полости $V_{п.п}$ приведен с учетом неполного освобождения впадин, характеризуемого ΔW_0, так как $\tau_{13} > \tau_{1пр}$.

** В числителе для эллиптического профиля, в знаменателе для асимметричного.

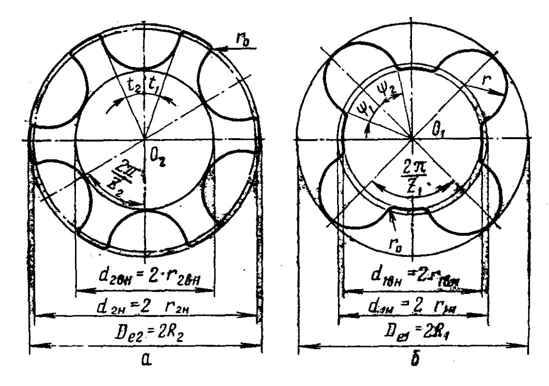


Рис. II-2. Теоретический асимметричный профиль ведомого (*а*) и ведущего (*б*) винтов в торцевом сечении ($z_1=4$; $z_2=6$); диаметры начальной окружности $d_{1н}=0{,}64D_{e1}$ и $d_{2н}=0{,}96D_{e2}$; диаметры внутренней окружности $d_{1вн}=0{,}6D_{e1}$ и $d_{2вн}=d_{1вн}$; высота головки зуба $h_0=0{,}02D_{e1}$.

личными, наиболее распространены эллиптический, асимметричный[1] (рис. II-2) и окружной. Геометрические характеристики винтов с эллиптическим и асимметричным [13, 17] профилями зубьев приведены в табл. II-1.

Геометрические характеристики в табл. II-1 приведены для теоретически герметичного зацепления. Теоретически герметичным называют зацепление винтов, которое при идеальном изготовлении винтов и корпуса должно обеспечивать герметичность между областями нагнетания и всасывания (это достигается непрерывностью линии контакта), а также герметичность между парными полостями, т. е. в осевом направлении.

Однако в реальных конструкциях винтовых компрессоров предусматривают зазоры между винтами по линии контакта, а также радиальные и торцевые между винтами и корпусом. Величина зазоров зависит от следующих факторов: тепловых деформаций рабочих элементов, силовых деформаций корпуса и роторов, осевого перемещения роторов, всплытия роторов при образовании масляного клина в подшипниках; углового люфта, обусловленного боковым зазором в шестернях встроенного редуктора.

Величина зазоров сильно влияет на объемные и энергетические характеристики, а также на массо-габаритные показатели компрессора. Величину зазоров выбирают таким образом, чтобы в рабочем состоянии выдержать переменные рациональные зазоры между отдельными сопряженными участками профильных поверхностей в сочетании с постоянными зазорами на других участках (в торцевом сечении винтов).

Соблюдение малых зазоров между профильными поверхностями винтов, соответствующая высокая точность их изготовления связаны с необходимостью применения аналитических методов решения зацеплений. В основу аналитических методов в теории зацеплений положены дифференциальная геометрия и законы кинематического взаимодействия звеньев [3, 13]. Законы образования профильных поверхностей и кинематика являются общими для зацеплений винтов в винтовых компрессорах и зубчатых колес в зубчатых передачах. При профилировании винтов компрессора решают задачу зацепления: находят уравнение сопряженного профиля по выбранному профилю одного из винтов, определяют линию зацепления, а также линию контакта винтов. Огибаемый и огибающий профили должны удовлетворять теореме зацепления, быть простыми в изготовлении, обеспечивать минимальные площадь треугольной щели[1] и защемленный объем. Линия контакта должна быть минимальной длины и не должна иметь разрывов петель и точек возврата.

В СССР предусмотрена полная унификация типа профилей зубьев и геометрических размеров роторов холодильных и газовых маслозаполненных винтовых компрессоров [16]. Геометрические размеры роторов, межцентровые расстояния, допуски на них, зазоры рассчитаны для отдельных типов профилей и сведены в руководящие технические материалы для всего параметрического ряда винтовых компрессоров.

Основными геометрическими параметрами являются относительная длина $\bar{L}=L/D_{e1}$, угол закрутки τ, относительная высота головки $\bar{r}$, радиус r_0, характеризующий головку зуба, и число зубьев z. В СССР параметрические ряды винтовых маслозапол-

---

[1] Асимметричный профиль зубьев имеют отечественные винтовые компрессоры и компрессоры зарубежных фирм, таких, как «Howden» (Англия), GHH (ФРГ), «Stal» (Швеция), окружной — компрессоры фирм «Stal», GHH, «Howden» и др.

[1] Треугольная щель находится в плоскости, проходящей через гребень расточки корпуса цилиндров и верхнюю точку линии контакта винтов, и ограничивается гребнем расточки корпуса и кривыми пересечения винтовых поверхностей зубьев с упомянутой плоскостью.

ненных холодильных компрессоров строят на основе двух значений $\overline{L}$, равных 1,35 и 0,9. В некоторых зарубежных конструкциях значение $\overline{L}$ достигает 2,2.

На конструкцию компрессора влияет и угол закрутки τ_{i3} — угол, на который развернут торец винтовой части со стороны нагнетания по отношению к торцу со стороны всасывания. Углы закрутки ведущего ротора выбирают в пределах от 270 до 350°. Для отечественных компрессоров углы закрутки τ_{i3} приняты равными 304 и 270° соответственно при относительной длине ротора $\overline{L}$, равной 1,35 и 0,9. Эти углы закрутки немного больше предельного значения ($\tau_{13} > \tau_{13 \cdot \text{пред}}$).

Предельными углами закрутки винтов называют такие углы, при которых парная полость оказывается полностью освобожденной от заполняющего ее зуба ведомого винта в момент начала сжатия газа,

$$\tau_{13.\text{пред}} = 2\pi - 2\pi/z_1 - 2\beta_{01},$$

где z_1 — число зубьев на ведущем винте;

$\beta_{01}(\alpha_{01})$ — угол между линией центров и лучом, проведенным через центр ведущего винта и вершину его зуба в положении начала сжатия.

Увеличение углов закрутки сверх предельных значений приводит к неполному использованию объема парных полостей, так как к моменту начала сжатия парная полость со стороны нагнетания не полностью освобождается от заполняющего ее зуба ведомого винта.

Относительную высоту головки зубьев ведущего винта $\overline{r_1} = r/r_{1\text{н}}$ желательно принимать возможно большей, так как при этом увеличивается теоретическая производительность компрессора. Однако увеличение $\overline{r_1}$ приводит к уменьшению жесткости роторов. Для ведомого винта $\overline{r_2} = r_0/r_{1\text{н}}$, при этом $D_{e1} = D_{e2}$; $\overline{r_1} = (i_{12} - 1) + \overline{r_2}$.

В современных компрессорах — $\overline{r_1} = 0{,}56 \div 0{,}65$ и $\overline{r_2} = 0{,}0625$. С увеличением головки зуба ведомого винта r_0 возрастают осевая негерметичность зацепления и крутящий момент на ведомом винте, направленный против вращения винта, в результате чего повышается нагрузка в маслозаполненных компрессорах без шестерен связи между роторами на площадке контакта винтов.

Схема с четырьмя и шестью зубьями на ведущем и ведомом роторах обеспечивает наилучшую равнопрочность на изгиб обоих роторов. Это важно для холодильных компрессоров, работающих при больших значениях степени повышения давления.

Качество профиля роторов оценивают с помощью критериев, которые характеризуют совершенство роторов как рабочих органов [1]. При этом сравнивают характеристики компрессоров с исследуемым и эталонным профилем зубьев. Эталонный профиль зубьев симметричный, окружной. Ведущий ротор имеет четыре зуба с углом закрутки 288°, состоящих из одной головки, ведомый — шесть зубьев, состоящих из одной ножки.

Основными являются следующие критерии: коэффициент использования объема

$$\Omega = \frac{V_0}{V_{\text{к}}},$$

где V_0 — объемная теоретическая производительность компрессора за один оборот ведущего винта;

$V_{\text{к}}$ — объем расточки корпуса;

коэффициент расхода

$$\varphi = \frac{V_{\text{т}}}{F_{\text{к}} u} = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{z_2}{z_1} \, \Omega \overline{L},$$

где $V_{\text{т}}$ — объемная теоретическая производительность винтового компрессора;

$F_{\text{к}}$ — торцевое сечение расточки корпуса;

u — окружная скорость на начальном цилиндре винта;

относительная длина винтов

$$\overline{L} = \frac{L}{D_{e1}},$$

где L — длина винта;

относительная производительность

$$\overline{V}_0 = \frac{V_0}{V_{01}},$$

где V_{01} — объемная теоретическая производительность при использовании эталонных винтов и одинаковом межцентровом расстоянии A;

относительный защемленный объем

$$\overline{V}_{\text{з}} = \frac{V_{\text{з}}}{V_{\text{п.п}}},$$

где $V_{\text{з}}$ — наибольший защемленный объем;

$V_{\text{п.п}}$ — объем парной полости;

относительная площадь треугольной щели [18]

$$\overline{S}_{\text{т}} = \frac{S_{\text{т}}}{\sqrt[3]{V_{\text{п.п}}^2}},$$

Профиль зубьев	Наибольший объем парных полостей $V_{п.п}$	Объем, всасываемый за один оборот ведущего винта, V_0	Длина винта L	Длина линии контакта винтов на длине осевого шага винтов l	Площадь треугольной щели $S_т$	Площадь, ограниченная линиями зацепления, $F_{з2}$	Относительная производительность $\overline{V}_0$
Эталонный	$0{,}2626A^3$	$1{,}05A^3$	$1{,}8A$	$1{,}30A$	$0{,}0018A^2$	$0{,}0584A^2$	1
Симметричный круговой	$0{,}3363A^3$	$1{,}35A^3$	$1{,}875A$	$1{,}42A$	$0{,}0025A^2$	$0{,}0742A^2$	1,285
Асимметричный СКБ-К	$0{,}3141A^3$	$1{,}26A^3$	$1{,}687A$	$1{,}57A$	$0{,}0014A^2$	$0{,}0742A^2$	1,196
Эллиптический	$0{,}3121A^3$	$1{,}25A^3$	$1{,}687A$	$1{,}55A$	$0{,}0024A^2$	$0{,}082A^2$	1,88

Примечание. Здесь A — межцентровое расстояние.

где $S_т$ — площадь треугольной щели [17];

относительная длина линии контакта [16, 17]

$$\overline{l} = \frac{l}{\sqrt[3]{V_{п{\cdot}п}}},$$

где l — длина линии контакта винтов на длине их осевого шага [13, 16];

относительная неуравновешенная осевая площадь ведомого винта

$$\overline{F}_{н2} = \frac{F_{н2}}{F_{з2}},$$

где $F_{н2}$ — неуравновешенная осевая площадь боковых поверхностей зубьев ведомого винта, ограничивающих впадину;

$F_{з2}$ — площадь, ограниченная линией зацепления, лежащей внутри начальной окружности ведомого винта;

относительная стрела прогиба винта

$$\overline{f_i} = \frac{f_i}{f_э},$$

где f_i — стрела прогиба рассматриваемого винта; $f_э$ — стрела прогиба эталонного винта.

Характеристики винтовых компрессоров с эталонным, симметричным круговым, асимметричным и эллиптическим профилями зубьев [1] приведены в табл. II-2.

Объемная производительность

Холодопроизводительность винтового компрессора пропорциональна действительной объемной производительности

$$V_д = V_т \lambda,$$

где теоретическая объемная производительность

$$V_т = V_{п.п} z_1 n_1.$$

Изменение объема парной полости. Зависимость изменения объема парной полости $V_{п.п}$ от угла поворота φ_1 ведущего винта

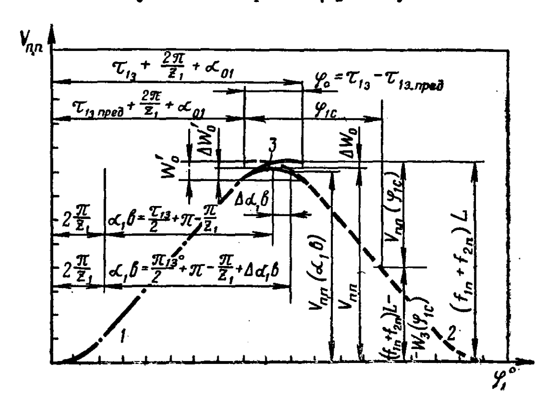


Рис. II-3. Зависимость изменения объема парной полости от угла поворота винта.

винтовых компрессоров

Коэффициент расхода φ	Коэффициент использования объема Ω	Относительная длина винтов $\overline{L}$	Относительная длина линии контакта $\overline{l}$	Относительная площадь треугольной щели $\overline{S}_т$	Относительный защемленный объем		Относительная неуравновешенная осевая площадь ведомого винта $\overline{F}_{н2}$	Относительная стрела прогиба винта	
					на всасывании $\overline{V}_{з.в}$	на нагнетании $\overline{V}_{з.н}$		ведущего $\overline{f}_1$	ведомого $\overline{f}_2$
0,193	0,269	1,5	2,03	0,0044	0	0	0	1	1
0,230	0,309	1,56	2,04	0,0052	0	0	—0,0135	1,42	1,42
0,206	0,319	1,35	2,32	0,00021	0,0055	0,0014	0,167	0,862	—
0,204	0,317	1,35	2,28	0,0035	0,00054	0,00054	0,428	0,862	—

для винтов с эллиптическим профилем зуба приведена на рис. II-3, где показаны кривая освобождения парной полости в процессе всасывания (*1*), кривая сокращения парной полости в процессе сжатия (*2*), результирующая кривая на участке φ_0 (*3*).

Геометрическая степень сжатия $\varepsilon_г$. Отношение объема парной полости $V_{п.п}$ в момент ее отсоединения от окна всасывания к объему этой же полости в момент ее соединения с окном нагнетания ($V_{п.п} - W_з$) называют геометрической степенью сжатия.

В параметрическом ряду отечественных винтовых маслозаполненных холодильных компрессоров приняты три значения геометрической степени сжатия: 2,6 — для высокотемпературных и поджимающих компрессоров; 4 — для среднетемпературных; 5 — для низкотемпературных.

Заполненный объем

$$W_з = \frac{(f_{1п} + f_{2п}) L\varepsilon_г - V_{п.п}}{\varepsilon_г}.$$

Заполненный объем $W_з$ зависит от угла сжатия φ_{1c} (рис. II-4). Угол сжатия φ_{1c} есть угол поворота ведущего ротора от момента начала входа в зацепление зубьев роторов на стороне всасывания до начала соединения парной полости с окном нагнетания.

Профили окон всасывания и нагнетания. Окно всасывания размещается в передней части торцов винтов. Размер окон всасывания (рис. II-5) характеризуется центральными углами $\alpha_{1в}$ и $\alpha_{2в}$ кольцевых секторов, называемыми углами всасывания.

Суммарный объем парных полостей достигает своего максимального значения $V_{п.п}$ при угле поворота ведущего винта

$$\varphi_1 = \frac{\tau_{1з}}{2} + \frac{\pi}{z_1} + \pi.$$

Поэтому полости винтов при заполнении их газом должны быть соединены с камерой

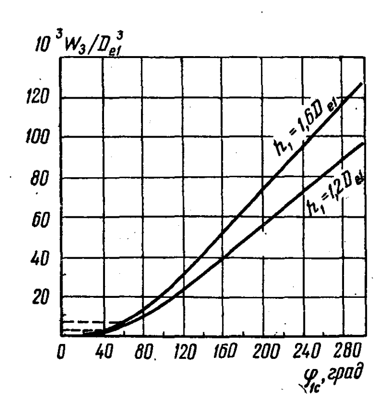


Рис. II-4. Зависимость заполненного объема парной полости $W_з$ от угла сжатия φ_{1c} для роторов параметрического ряда с асимметричным профилем СКБ-К.

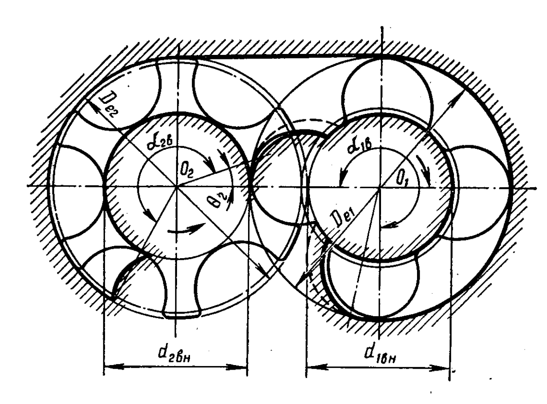


Рис. II-5. Конфигурация окна всасывания (пунктирная линия относится к компрессору с асимметричным профилем зуба).

всасывания на протяжении поворота ведущего винта на угол φ_1.

Таким образом, при $\tau_{13} > \tau_{13\cdot пред}$ необходимо, чтобы угол всасывания

$$\alpha_{1в} \geqslant \frac{\tau_{13}}{2} + \pi - \frac{\pi}{z_1}.$$

В случае использования скоростного напора потока всасываемого газа

$$\alpha_{1в} = \frac{\tau_{13}}{2} + \pi - \frac{\pi}{z_1} + \Delta\alpha_{1в}.$$

Значения угла перекрытия $\Delta\alpha_{1в}$ приведены в книге А. И. Сакуна [13].

На практике для эллиптического и асимметричного профилей зубьев принимают $\alpha_{1в} = 280°$.

Расчетный угол всасывания ведомого винта

$$\alpha_{2в} = \frac{\alpha_{1в} + \frac{2\pi}{z_1}}{i_{12}} - 2\Theta_2.$$

В этом уравнении $\alpha_{1в}$ — расчетный угол всасывания ведущего винта; $2\Theta_2$ — угол впадины ведомого винта для эллиптического профиля.

Для асимметричного профиля зубьев угол $2\Theta_2$ заменяют суммой центральных углов впадины ведомого винта t_1 и t_2 (см. рис. II-2). Для асимметричного профиля зубьев $\alpha_{2в} = 233°30'$, для эллиптического $\alpha_{2в} = 208°$.

Конфигурацию и площадь окон нагнетания (рис. II-6) винтового компрессора определяют в зависимости от геометрической степени сжатия. Площадь окна нагнетания находят как сумму площадей торцевой и цилиндрической частей в зависимости от углов нагнетания $\alpha_{1н}$ и $\alpha_{2н}$

$$F = F_{торц} + F_{цил}.$$

Углы нагнетания ведущего $\alpha_{1н}$ и ведомого $\alpha_{2н}$ винтов для эллиптического и асимметричного профилей зубьев определяют по формулам, приведенным в табл. II-3. Значения их зависят от угла сжатия $\varphi_{1с}$. Угол $\varphi_{1с}$ находят по графику (см. рис. II-4) в зависимости от заполненного объема $W_з$.

Окружная скорость. На объемную производительность винтовых компрессоров значительно влияет окружная скорость $u = \frac{\pi D_e n}{60}$ [11]. Зависимость оптимальной окружной скорости на внешней окружности ведущего винта от наружной степени повышения давления $\pi_н$ при работе на аммиаке и фреонах [11, 16] приведена на рис. II-7.

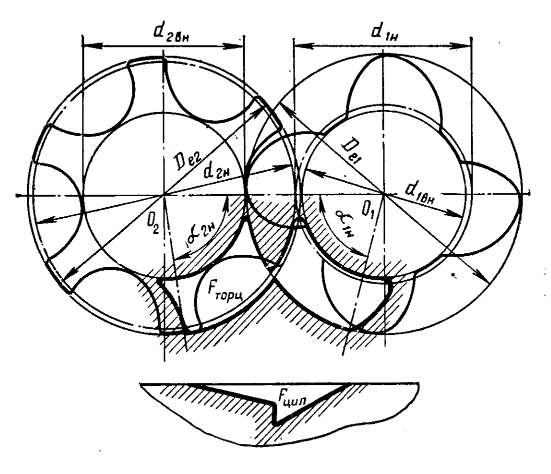


Рис. II-6. Конфигурация окна нагнетания в торцевой и цилиндрической частях.

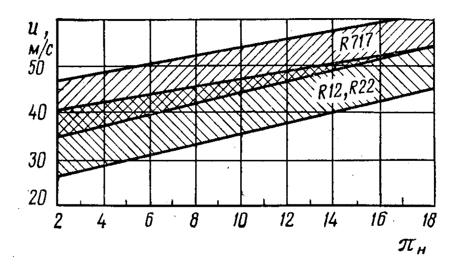


Рис. II-7. Зависимость окружной скорости на внешней окружности ведущего винта от наружной степени повышения давления.

Таблица II-3

Углы нагнетания

Профиль зуба	Ведущий винт	Ведомый винт
Эллиптический	$(25°07' \div 36°)\ \dfrac{L}{h_1} - \varphi_{1C}$	$(57°22' \div 240°)\ \dfrac{L}{h_1} - \dfrac{\varphi_{1C}}{1,5}$
Асимметричный	$\varphi_{1H} + \tau_{13} - \varphi_{1C}$	$\dfrac{\alpha_{1H}}{i} + \dfrac{\pi}{3} - t_2$

Примечание. Здесь $t_2 = 28°14'41,28''$ (см. рис. II-7).

Отечественные винтовые компрессоры имеют синхронную частоту вращения ведущего ротора, равную 50 $с^{-1}$.

Коэффициент подачи. Отношение действительной объемной производительности к теоретической $\lambda = V_Д/V_Т$, называемое коэффициентом подачи, учитывает влияние различных потерь на производительность компрессора. Среди них основными являются утечки холодильного агента через зазоры (учитываются сомножителем λ_1); подогрев холодильного агента на всасывании (λ_2); выделение холодильного агента из масла, поступившего в полость всасывания из подшипников, масляных поршней, концевого уплотнения вала и др. (λ_3); поступление масла в полость всасывания (λ_4); гидравлическое сопротивление всасывающих каналов (λ_5); центробежные силы, действующие на холодильный агент и др. (λ_6). Через частные сомножители коэффициент подачи выражают следующим образом:

$$\lambda = \lambda_1\lambda_2\lambda_3\lambda_4\lambda_5\lambda_6.$$

При неизменных зазорах коэффициент подачи увеличивается при уменьшении длины винтов, при снижении степени повышения давления $\pi_н$ и разности давлений, при уменьшении количества масла, поступающего в полость всасывания, при переходе на холодильный агент с меньшей газовой постоянной, при увеличении гидравлического диаметра полостей винтов, при увеличении окружной скорости роторов (если влияние возрастающих при этом гидравлических потерь слабее влияния уменьшающихся перетечек), при использовании масла с оптимальными свойствами.

В рабочих процессах винтовых маслозаполненных холодильных компрессоров совместно с газообразным холодильным агентом участвует масло, которое находится в рабочей полости в основном в виде мелких капель и тонких пленок на поверхностях. Масло с фреонами образует раствор, свойства которого (плотность, вязкость и др.) зависят не только от температуры и давления, но и от концентрации компонентов, составляющих раствор. На практике рассчитать коэффициент подачи аналитически, как правило, сложно из-за отсутствия достаточно подробной информации о свойствах масел и растворов холодильного агента с маслами, поэтому обычно при расчетах пользуются значениями коэффициентов подачи, полученными экспериментально.

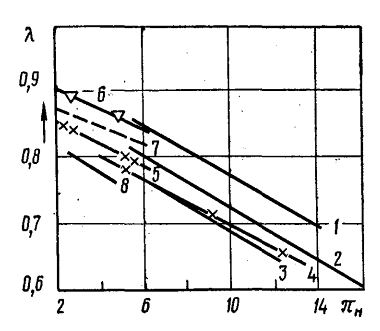


Рис. II-8. Зависимость коэффициента подачи от наружной степени повышения давления:
1, 2, 3 — компрессор 5ВХ-350/5ФС (R22; масло ХА 30; $\varepsilon_г = 5$; $n = 49,2$ $с^{-1}$; $t_к$ соответственно 25, 35 и 40°С); *4* — компрессор 5ВХ-350/4АС (R717; масло ХА 30; $\varepsilon_г = 4$; $n = 49,2$ $с^{-1}$; $t_к = 30$°С); *5* — то же ($\varepsilon_г = 2,6$); *6* — поджимающий компрессор 6ВХ-700/2,6АС (R717; масло ХА 30; $\varepsilon_г = 2,6$; $t_{пр} = -10$°С; $n = 49,2$ $с^{-1}$); *7* — поджимающий компрессор АН130-7-6 (R717; масло ХА 23; $\varepsilon_г = 2,6$; $n = 49,2$ $с^{-1}$; $t_{пр} = -10$°С); *8* — бессальниковый компрессор (R22; масло ХС 40; $V_т = 0,125$ м³/с; $u_1 = 25$ м/с; $t_к = 40$°С).

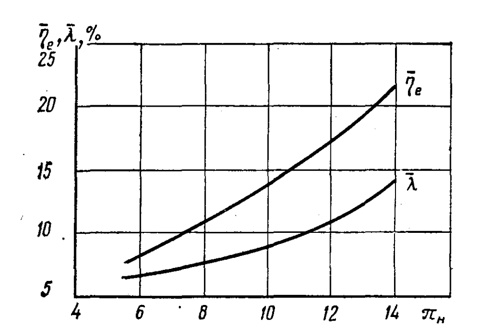


Рис. II-9. Зависимость приращения эффективного КПД и коэффициента подачи при использовании масла ХС 40 вместо ХА 30 от степени повышения давления.

Зависимость коэффициентов подачи от наружной степени повышения давления (рис. II-8) получена в результате испытаний винтовых маслозаполненных холодильных компрессоров, работающих на R22 и R717 [4, 5, 7, 8, 9, 11]. Как видно из рис. II-8, на коэффициент подачи влияет не только степень повышения давления, но и разность давлений. На рис. II-8 приведены также значения коэффициента подачи [4] отечественного бессальникового компрессора с электродвигателем на стороне нагнетания.

Влияние свойств масел на коэффициент подачи [19] иллюстрируется рис. II-9 на примере масел[1] ХС 40 и ХА 30, где приведена зависимость относительного увеличения коэффициента подачи (в %)

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda_{XC40} - \lambda_{XA\,30}}{\lambda_{XA\,30}} \cdot 100\%,$$

от наружной степени повышения давления. Данная зависимость является экспериментальной [7] и относится к компрессору с геометрической объемной производительностью $V_т = 0{,}208$ м³/с, имеющему окружной профиль зуба.

Потребляемая мощность и КПД

Мощность, подводимая к винтовому компрессору, затрачивается на преодоление сил, нормальных к поверхности роторов (давление пара) $N_{пол}$, нормальных сил, возникающих при транспортировании масла на

[1] Свойства масел см. в главе VIII.

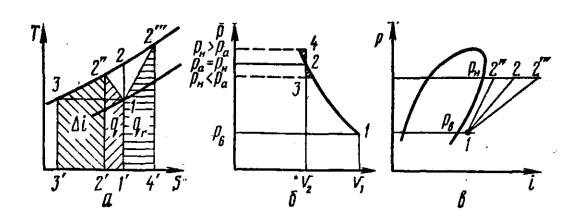


Рис. II-10. Процессы сжатия:
а — в *s—T* диаграмме; *б* — в *v—p* диаграмме; *в* — в *i—p* диаграмме.

сторону нагнетания $N_м$, касательных сил трения пара и масляного раствора о рабочие поверхности компрессора $N_{гм}$, трения в подшипниках, уплотнении вала, уравновешивающих поршнях $N_{тр}$ и др.

Эффективная мощность

$$N_e = N_{пол} + N_{гм} + N_м + N_{тр}.$$

Внутренняя мощность

$$N_{вн} = N_{пол} + N_{гм} + N_м.$$

Эффективную мощность определяют экспериментально через электрическую мощность двигателя $N_e = N_э \eta_э$.

При наличии индикаторных диаграмм $N_{пол}$ определяют через среднее индикаторное давление $N_{пол} = \left(V_т - V^1_м\right) p_i$.

Мощность $N_{пол}$ можно определить, если известен средний показатель политропы сжатия, который рассчитывают на основании экспериментальных данных,

$$m_2 = \frac{\lg \pi}{\lg \pi - \lg \frac{T_2}{T_1}},$$

где T_1, T_2 — температуры пара во всасывающем и нагнетательном патрубках, К

Обычно у винтовых маслозаполненных холодильных компрессоров $m_2 < k$ (рис. II-10, *б*). При совпадении давления нагнетания с давлением внутреннего сжатия $p_2 = p_а$ (процесс *1—2* на рис. II-10, *б*)

$$N_{пол} = \left(V_т - V^1_м\right) p_1 \times \frac{m_2}{m_2 - 1} \left(\pi^{\frac{m_2 - 1}{m_2}} - 1\right),$$

где $V^1_м$ — объемный расход масляного

раствора, поступающего во всасывающую полость компрессора, м³/с.

При несовпадении давлений $p_2 \neq p_a$ (процесс *1—3*, *1—4* на рис. II-10, *б*) согласно формуле, приведенной ниже

$$N_{пол} = \left(V_т - V_м^1\right)\left(p_1 \frac{\varepsilon_г^{m_2-1} - m_2}{m_2 - 1} + \frac{p_2}{\varepsilon_г}\right).$$

Мощность механического трения $N_{тр}$ и мощность, затрачиваемую на гидромеханические потери при вращении роторов в паромасляной среде $N_{гм}$ также можно оценить аналитически. Сумму $N_{гм}$ и $N_м$ [14] рассчитывают по формуле, не учитывающей свойств масла:

$$N_{гм} + N_м = 2{,}2u_1^{1,4}\left(\frac{V_м}{V_т}\right)^{0,6}.$$

Мощность, затрачиваемая на транспортирование масла в компрессоре

$$N_м = CG_м \frac{\Delta p_м}{\rho_м},$$

где $\Delta p_м$ — перепад между давлениями нагнетания и всасывания, кПа

$\rho_м$ — плотность масла при рабочих условиях, кг/м³;

C — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения масляного раствора при подаче в компрессор; $C = 0{,}9 \div 0{,}93$.

Эффективный КПД

$$\eta_e = \frac{G_a \Delta i_{1.2}}{N_e} = \frac{N_{ад}}{N_e}.$$

Адиабатный внутренний КПД

$$\eta_{ад.в} = \frac{N_{ад}}{N_{вн}}.$$

Механический КПД

$$\eta_{мех} = \frac{N_{вн}}{N_e} = \frac{N_e - N_{тр}}{N_e}.$$

Теплота, отведенная от 1 кг сжимаемого пара (см. рис. II-10, *а*) в процессе сжатия

$$q_1 = \frac{N_e}{G_a} - \Delta i_{1.2''}$$

Здесь $\Delta i_{1.2''}$ определяется площадкой *2′—2″—3—3′—2′* (см. рис. II-10, *а*).

Значения средних показателей политропы сжатия приведены на рис. II-11.

Наиболее полное представление о $N_{пол}$ дают экспериментальные индикаторные диаграммы. На рис. II-12 приведена индикаторная диаграмма действительного рабочего процесса винтового маслозаполненного холодильного компрессора [6] с теоретической производительностью $V_т = 0{,}0865$ м³/с при

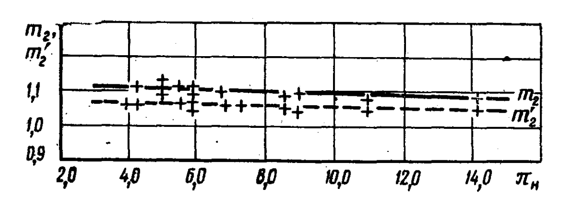


Рис. II-11. Средний показатель политропы в зависимости от $\pi_н$:

m'_2 — внутреннего сжатия (до давления p_a); m_2 — сжатия от начала сжатия до давления нагнетания.

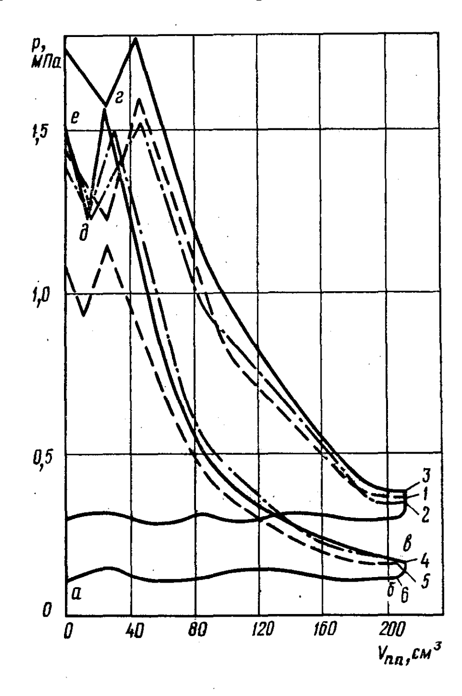


Рис. II-12. Индикаторная диаграмма действительного рабочего процесса винтового компрессора АВХ-160М (R22; масло ХС 40, $V_т = 0{,}0865$ м³/с, $u_1 = 40{,}5$ м/с, $\varepsilon_г = 4{,}0$):

1 — $t_0 = -15$°C; $t_к = 30$°C; $\varepsilon_г = 4{,}0$; $u_1 = 40{,}5$ м/с; *2* — $t_0 = -15$°C; $t_к = 30$°C; $\varepsilon_г = 2{,}6$; *3* — $t_0 = -15$°C; $t_к = 40$°C; $\varepsilon_г = 2{,}6$; *4* — $t_0 = -35$°C; $t_к = 30$°C; $\varepsilon_г = 4{,}0$; *5* — $t_0 = -35$°C; $t_к = 20$°C; $\varepsilon_г = 4{,}0$; *6* — $t_0 = -35$°C; $t_к = 30$°C; $\varepsilon_г = 2{,}6$; *а—б* — процесс всасывания; *б—в* — процесс переноса; *в—г* — процесс сжатия; *г—д—е* — процесс нагнетания.

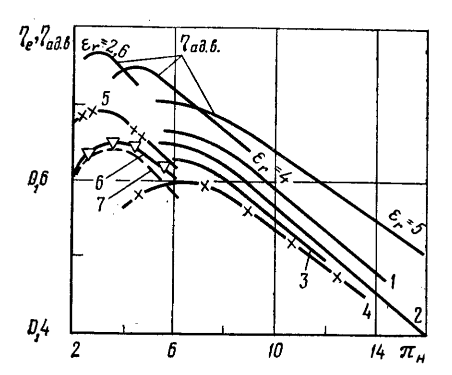


Рис. II-13. Зависимость эффективного η_e и внутреннего адиабатного КПД $\eta_{ад.в}$ от степени повышения давления $\pi_н$. Обозначения см. рис. II-8.

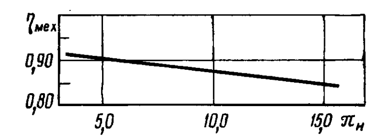


Рис. II-14. Зависимость механического КПД винтового компрессора ВХ-350 от наружной степени повышения давления.

$u_1 = 40{,}5$ м/с, $\varepsilon_г = 4{,}0$ при работе на R22 и масле ХС 40 ($t_0 = -25 \div -45$°C и $t_к = 30$°C).

Из диаграммы видно, что процесс сжатия начинается с давления большего, чем давление пара на всасывании. Это происходит в результате притечек масла и пара по зазорам и щелям в отсеченную парную полость из впереди идущих парных полостей во время процесса переноса (фаза рабочего цикла). В процессе переноса отсеченная парная полость почти не изменяет своего объема, однако вследствие притечек давление и температура в ней несколько увеличиваются. Из диаграммы видно также, что процесс сжатия в компрессоре характеризуется переменным показателем политропы. Процесс сжатия заканчивается при давлении более высоком, чем давление в нагнетательном патрубке.

Зависимость η_e и $\eta_{ад.в}$ от наружной степени повышения давления по результатам испытаний [4, 5, 6, 10, 11, 18] приведена на рис. II-13. Значения КПД зависят от геометрической степени сжатия и от разности давлений.

В компрессорах с роторами диаметром 0,2, 0,25 и 0,315 м при частоте вращения ведущего ротора 50 $с^{-1}$ при работе на масле ХА 30 механический КПД $\eta_{мех} = 0{,}95 \div 0{,}85$. На рис. II-14 приведен график изменения механического КПД $\eta_{мех}$ в зависимости от $\pi_н$ для компрессора с $V_т = 0{,}208$ м³/с, $u_1 = 32$ м/с и $\varepsilon_г = 3{,}7$ при работе на R22 и масле ХС 30.

Значительное влияние на КПД оказывают свойства растворов масел с фреонами [7]. Это видно из графика (см. рис. II-9), характеризующего относительное увеличение КПД

$$\overline{\eta_e} = \frac{\eta_{e40} - \eta_{e30}}{\eta_{e30}} \cdot 100\%.$$

Данные получены при испытаниях компрессора с теоретической производительностью 0,208 м³/с, работающего на R22 и маслах ХС 40 и ХА 30.

Количество подаваемого масла

Масло, подаваемое в винтовой маслозаполненный холодильный компрессор, необходимо в основном для отвода теплоты, выделяемой в компрессоре. Оно также уменьшает перетечки масла по зазорам внутри компрессора. Количество масла, подаваемого в компрессор, рассчитывают исходя из выполнения первого условия.

Количество масла $G_м$, которое необходимо подавать в рабочую полость компрессора, определяется энергетическим балансом компрессора [см. уравнения (II-1) и (II-2):

$$Q_м = N_{пол} + N_{гм} + N_м + N_{тр} - G_а\Delta i - Q_{о.с} \cong N_e - G_а\left(i_2'' - i_1\right) - Q_{о.с}.$$

Количество теплоты $Q_{о.с}$, отводимой в окружающую среду через корпус компрессора, составляет 6—8% от $Q_м$.

Количество масла

$$G_м = \frac{Q_м}{c_м \Delta t_м}.$$

Повышение температуры масла в компрессоре $\Delta t_м = 20 \div 40$° С.

Объемный расход масла

$$V_м = G_м/\rho_м.$$

При температуре 50° С плотность масла ХА 30 составляет 863 кг/м³, а масла ХС 40 — 826 кг/м³.

При работе на фреонах количество масла рассчитывают по плотности маслофреоновых растворов с учетом действительной концент-

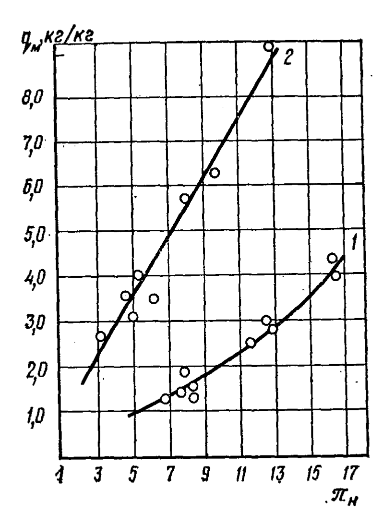


Рис. II-15. Зависимость оптимального относительного количества масла ХА 30, подаваемого в винтовой компрессор типа ВХ350-7(2), от степени повышения давления при работе на R22 (*1*) и R717 (*2*).

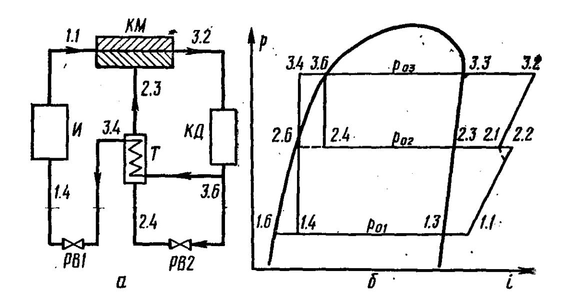


Рис. II-16. Принципиальная схема (*а*) и теоретический цикл (*б*) в i—p диаграмме холодильной машины с винтовым одноступенчатым компрессором при работе с двукратным дросселированием:

КМ — винтовой компрессор; *КД* — конденсатор; *РВ* — регулирующий вентиль; *Т* — теплообменник; *И* — испаритель; p_0, p_{0i}, p_{03} — соответственно давление кипения, промежуточное, конденсации.

рации фреона в масле, пользуясь диаграммами $\nu - T - \xi$ и $i - T - p - \xi$.

Относительное массовое (на 1 кг холодильного агента) количество масла, подаваемого в компрессор:

$$q_м = \frac{G_м}{G_а}.$$

Количество масла, подаваемого в компрессор, оказывает существенное влияние на объемные и энергетические характеристики в каждом режиме работы. Экспериментально установлено, что при определенном оптимальном количестве масла коэффициент подачи и КПД принимают наибольшие значения. Зависимость оптимального относительного количества масла от наружной степени повышения давления для компрессора, работающего на R22 и R717 приведена на рис. II-15.

Термодинамические циклы

Винтовые маслозаполненные холодильные компрессоры могут быть использованы как в одноступенчатых, так и в двухступенчатых или каскадных циклах. Особенность этих компрессоров состоит в том, что они могут работать в цикле одноступенчатого сжатия с двукратным дросселированием [2].

Принципиальная схема и теоретический цикл в i — p-диаграмме холодильной машины с двукратным дросселированием с винтовым одноступенчатым компрессором изображены на рис. II-16. Конструкция винтового компрессора позволяет осуществить ввод в рабочую полость сжатия, когда она отсоединена от полости всасывания, дополнительного количества пара при промежуточном давлении. Таким образом, винтовой компрессор принципиально может быть использован в схеме с двукратным дросселированием. Схема отличается от обычной одноступенчатой наличием теплообменника *Т* или промежуточного сосуда поверхностного или бесповерхностного типа (для аммиачных машин) и двух дроссельных вентилей *РВ1* и *РВ2* вместо одного. Пар, образовавшийся в результате первого дросселирования, поступает из теплообменника в компрессор. Жидкий переохлажденный холодильный агент (основной поток) после теплообменника дросселируется и поступает в испаритель, откуда после испарения всасывается компрессором. От выбора места ввода пара в корпус зависит уровень промежуточного давления p_{02}.

Массовую долю холодильного агента, поступающего в компрессор при p_{02} можно определить по уравнению

$$a = \frac{i_{3.6} - i_{2.6}}{i_{2.3} - i_{3.6}},$$

где энтальпии холодильного агента $i_{2.3}$, $i_{2.6}$, $i_{3.6}$ (см. рис. II-16).

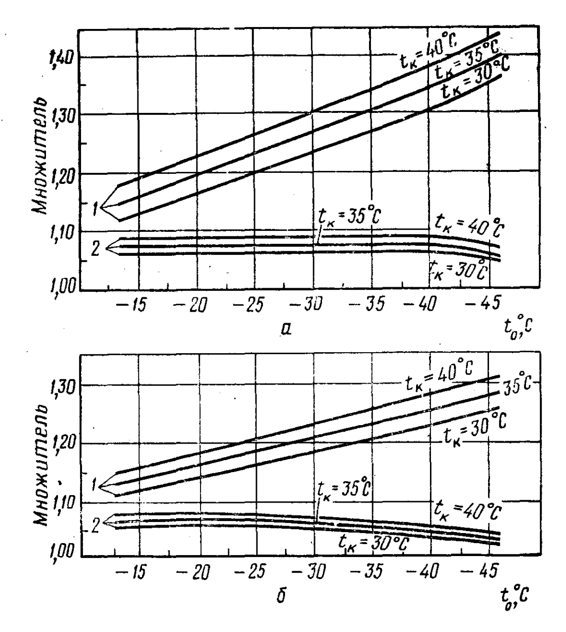


Рис. II-17. Относительное увеличение холодопроизводительности (кривые *1*) и потребляемой мощности (кривые *2*) холодильной машины с винтовым компрессором, работающей по циклу с двукратным дросселированием, в сравнении с машиной, работающей по циклу с однократным дросселированием:

а — при работе на R22; *б* — при работе на R717.

Эффективность применения цикла с двукратным дросселированием по отношению к циклу с одноступенчатым дросселированием оценивается относительной удельной холодопроизводительностью и относительной величиной холодильного коэффициента при оптимальном промежуточном давлении p_{02}:

$$\bar{q}_0 = \frac{q_0'}{q_0}; \quad \bar{\varepsilon} = \frac{\varepsilon'}{\varepsilon},$$

где q_0' и ε', q_0 и ε — удельная холодопроизводительность и холодильный коэффициент соответственно для цикла с двукратным и однократным дросселированием.

На рис. II-17 приведены графики изменения теплоэнергетических характеристик холодильной машины, работающей по схеме с двукратным дросселированием, по сравнению с характеристиками холодильной машины, работающей по схеме с однократным дросселированием.

КОНСТРУКЦИИ, СХЕМЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРОВ И КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Параметрическй ряд отечественных компрессоров и компрессорных агрегатов. Параметрический ряд [9] отечественных винтовых холодильных компрессорных агрегатов (табл. II-4) охватывает диапазон холодопроизводительности от 410 до 1680 кВт при стандартных условиях работы на R22 и R717. Обозначения компрессоров и агрегатов соответствуют ОСТ 26.03-1018 — 74 и ОСТ 26.03-2013 — 79.

В обозначения компрессоров и компрессорных агрегатов параметрического ряда входят: тип компрессора или агрегата, холодопроизводительность, холодильный агент, температурный диапазон и наличие ре гулирования.

Например, марки винтовых холодильных компрессоров и компрессорных агрегатов ВХ350-2-1, ВХ350-7-2, АН130-7-7 расшифровываются следующим образом:

ВХ — винтовой сальниковый компрессор;

350 — холодопроизводительность в тыс. ккал/ч при $t_0 = -15°$ С и $t_к = 30°$ С; 2 и 7— соответственно R22 или аммиак; 1,2 или 7— температурный диапазон и регулирование производительности; А — компрессорный агрегат; АН — компрессорный агрегат низкотемпературный.

Обозначения температурного диапазона и типа регулирования производительности указаны в табл. II-5.

Параметрический ряд включает одноступенчатые винтовые маслозаполненные компрессорные агрегаты, обеспечивающие работу холодильных парокомпрессионных машин в диапазоне температур кипения от +10° С до —115° С и при температурах конденсации не выше 50° С (для R12 допускаемая температура конденсации достигает 70° С) в зависимости от режима.

При построении параметрического ряда были приняты следующие основные предпосылки: максимальная разность давлений 1,7 МПа; частота вращения ведущего вала компрессора (синхронная) 50 $с^{-1}$; плавное регулирование производительности от 100% до 10% осуществляется с помощью золотникового устройства, которое обеспечивает также разгруженный пуск компрессора; компрессорные агрегаты могут быть одно- или двухблочными с горизонтальными и вертикальными маслоотделителями; маслоохладители в основном водяного охлаждения; профиль зубьев асимметричный и эллиптический.

Условия работы. Для винтового маслозаполненного холодильного компрессора ус-

Таблица II-4

Параметрический ряд винтовых холодильных компрессоров и компрессорных агрегатов

База винтового компрессора	Компрессорный агрегат	Холодопроизводительность, кВт							Компрессор	Наружный диаметр роторов D_{e1}, мм	Отношение длины к наружному диаметру L/D_{e1}	Теоретическая производительность, м³/с
		$t_0 = 0°C$; $t_к = 40°C$;		$t_0 = -15°C$; $t_{пр} = 30°C$;		$t_0 = -40°C$; $t_к = 35°C$;	$t_0 = -70°C$; $t_{пр} = -30°C$;	$t_0 = -40°C$; $t_{пр} = -10°C$				
		$\xi_г = 2{,}6$		$\xi_г = 4{,}0$		$\xi_г = 5{,}0$	$\xi_г = 2{,}6$					
		R22	R717	R22	R717	R22	R22	R717				
5	А350-7-1 (0)	710	710	—	—	—	—	—	ВХ350-2 (7)-1	200	1,35	0,243
	А350-7-3 (2)	—	—	444	430	—	—	—	ВХ350-2 (7)-3			
	А350-2-5	—	—	—	—	122	—	—	ВХ350-2-5			
	АН30 (130)-2 (7)-7	—	—	—	—	—	35	155	ВХ30 (130)-2 (7)-7			
6а	А470-7-1 (0)	950	950	—	—	—	—	—	ВХ470-2 (7)-1	250	0,9	0,365
	А470-7-3 (2)	—	—	600	570	—	—	—	ВХ470-2 (7)-3			
	А470-2-5	—	—	—	—	165	—	—	ВХ470-2-5			
	АН45 (200)-2 (7)-7	—	—	—	—	—	52	230	ВХ45 (200)-2 (7)-1			
6	А700-2 (7)-1 (0)	1420	1420	—	—	—	—	—	ВХ700-2 (7)-1	250	1,35	0,486
	А700-2 (7)-3 (2)	—	—	890	860	—	—	—	ВХ700-2 (7)-3			
	А700-2-5	—	—	—	—	250	—	—	ВХ700-2-5			
	АН60 (260)-2 (7)-7	—	—	—	—	—	70	310	ВХ60 (260)-2 (7)-7			
7	А1400-2 (7)-1 (0)	2850	2850	—	—	—	—	—	ВХ1400-2 (7)-1	315	1,35	0,972
	А1400-2 (7)-3 (2)	—	—	1780	1720	—	—	—	ВХ1400-2 (7)-3			
	А1400-2-5	—	—	—	—	500	—	—	ВХ1400-2-5			
	АН120 (520)-2 (7)-7 (6)	—	—	—	—	—	140	620	ВХ120 (520)-2 (7)-7			

Примечания: 1. Обозначения в скобках относятся к аммиачным агрегатам.
2. Предусмотрены исполнения агрегатов с промежуточным подсосом.

Таблица II-5

Обозначение температурного диапазона и типа регулирования

Температурный диапазон	Регулирование	
	ручное	автоматическое
Высокотемпературный ($t_0 = +10 \div -10$°C)	0	1
Среднетемпературный ($t_0 = -10 \div -25$°C)	2	3
Низкотемпературный ($t_0 = -25 \div -45$°C)	4	5
Низкотемпературный для поджимающих компрессоров ($t_0 = -25 \div -85$°C)	6	7

ловиями работы являются: давление всасывания и нагнетания, температура всасываемого холодильного агента, температура и относительное количество подаваемого в компрессор масла, марка масла, геометрическая степень сжатия, степень повышения давления, частота вращения ведущего ротора, а также схема цикла (с однократным или двукратным дросселированием).

При одноступенчатом сжатии предельными являются условия работы компрессора: минимальное давление на всасывании 5 кПа (0,05 кгс/см^2), минимальная температура холодильного агента на всасывании —40° С, максимальное давление нагнетания 2,1 МПа (21 кгс/см^2), максимальная разность давлений 1,7 МПа (17 кгс/см^2), максимальная степень повышения давления 17, максимальная температура холодильного агента на нагнетании 90° С, температура масла на входе в компрессор от 20 до 50° С.

Оптимальными являются следующие условия работы компрессора [7]: температура масла на входе в компрессор от 30 до 40° С, температура холодильного агента на всасывании от +5 до 15° С, окружные скорости, соответствующие значениям, приведенным на рис. II-7, относительные количества масла, соответствующие значениям, приведенным на рис. II-15.

Условия работы компрессоров в зависимости от диапазона рабочих температур при работе на основных холодильных агентах приведены в табл. II-6.

Технологические схемы компрессорных агрегатов. Для отечественных и зарубежных агрегатов без промежуточной подачи холодильного агента эти схемы в основном одинаковые (рис. II-18). Холодильный агент через обратный клапан *12* и газовый фильтр *10* поступает в компрессор *1*, где сжимается и одновременно смешивается с маслом,

Таблица II-6

Условия работы винтовых маслозаполненных холодильных компрессоров

Холодильные машины и установки	Холодильный агент	Максимальная температура конденсации (промежуточная), °С	Температура кипения, °С	
			от	до
Одно- двухступенчатые, каскадные	R22	50	10	—80
Одно-, двухступенчатые	Аммиак (R717)	50	0	—65
Одноступенчатые	R12	70	10	—35
Одно-, двухступенчатые, каскадные	R502	50	10	—85
То же	R143	40	—15	—85
То же	R13B1	35	—15	—95
Каскадные	R13	—5	—60	—115
Каскадные	R170 (этан)	—10	—60	—100

Таблица II-7

Технические характеристики судовых винтовых компрессорных агрегатов

Показатели	5ВХ-350/5ФС (низкотемпературный)	5ВХ-35/2,6 АС (высокотемпературный)	5ВХ-350/4АС (среднетемпературный)	6ВХ-700/2,6 АС (поджимающий)
Температура, °С				
кипения t_0	—25÷—45	—20÷5	—30÷—5	—45÷—25
конденсации (промежуточная) $t_к$, ($t_{пр}$)	42	45	45	—5
Геометрическая степень сжатия $\varepsilon_г$	5	2,6	4	2,6
Диапазон регулирования производительности, %	Автоматическое, 100—25			
Максимальный унос масла, г/ч	100	120	100	220
Расход воды, м³/ч	12,5	29	29	24,5
Максимальная температура воды, °С	32	32	32	32
Номинальная мощность электродвигателя при $n=49{,}2\ с^{-1}$, кВт	160	185	185	100
Холодильный агент	R22	R717	R717	R717
Марка масла	ХА 30, ГОСТ 5546—66; ХС 40, ТУ 38-40151—73	ХА 30, ГОСТ 5546—66	ХА 30, ГОСТ 5546—66	ХА 30, ГОСТ 5546—66
Масса агрегата, (сухая), кг	4330	4100	4100	5200
Габаритные размеры агрегата, мм				
длина	3400	2900	2900	3200
ширина	1000	1150	1150	1600
высота	2100	2100	2100	2100

Таблица II-8

Технические характеристики судовых винтовых компрессорных агрегатов

Показатели	А350-2-10М	1А350-2-50М	А350-2-50М
Температура, °С			
кипения t_0	5÷—15	—25÷—45	—25÷—45
конденсации $t_к$	42	42	42
Геометрическая степень сжатия $\varepsilon_г$	2,6	5	5
Диапазон регулирования производительности, %	Автоматическое, 100—10		
Номинальная мощность электродвигателя, кВт	185	160	160
Расход воды, м³/ч	40	40	40
Масса агрегата (сухая), кг	4550	4550	4550
Габаритные размеры агрегата, мм			
длина	2900	2900	2900
ширина	1150	1100	1200
высота	2175	2175	2175

Примечание. Агрегат А350-2-50М имеет систему промежуточного подсоса для работы в составе холодильных установок с двукратным дросселированием.

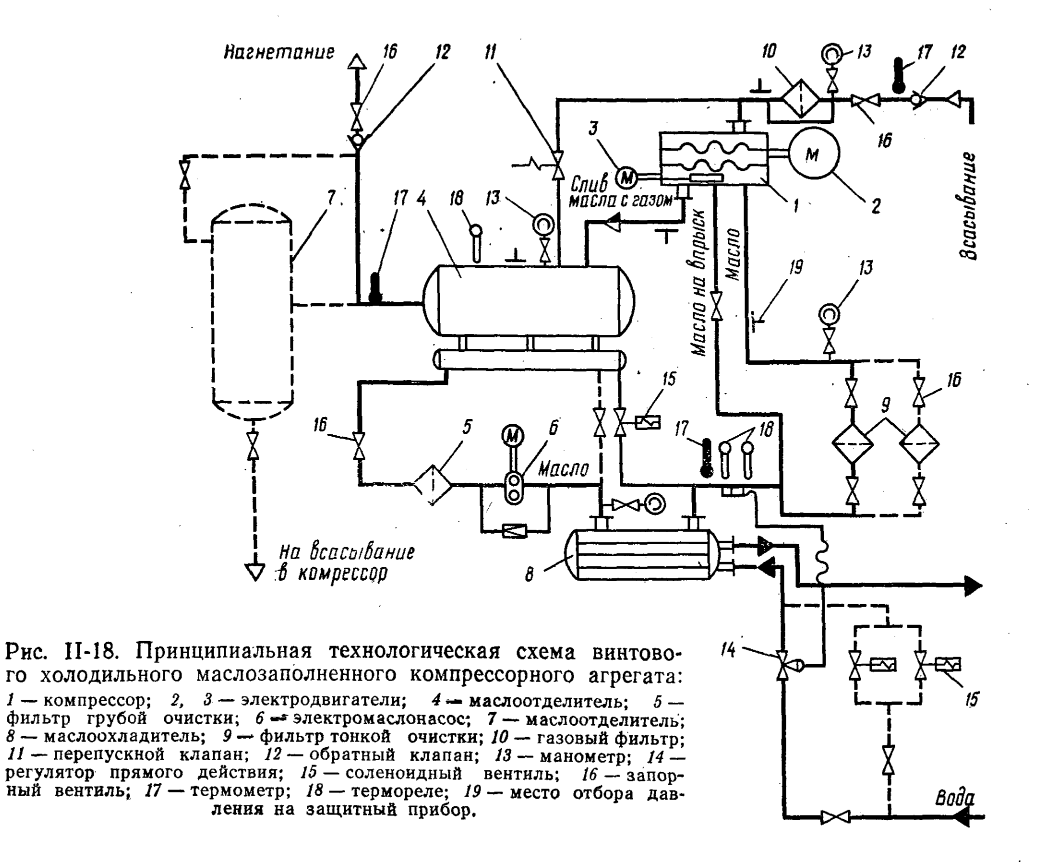


Рис. II-18. Принципиальная технологическая схема винтового холодильного маслозаполненного компрессорного агрегата:

1 — компрессор; *2, 3* — электродвигатели; *4* — маслоотделитель; *5* — фильтр грубой очистки; *6* — электромаслонасос; *7* — маслоотделитель; *8* — маслоохладитель; *9* — фильтр тонкой очистки; *10* — газовый фильтр; *11* — перепускной клапан; *12* — обратный клапан; *13* — манометр; *14* — регулятор прямого действия; *15* — соленоидный вентиль; *16* — запорный вентиль; *17* — термометр; *18* — термореле; *19* — место отбора давления на защитный прибор.

впрыскиваемым в компрессор. Компрессор и золотниковое устройство приводятся в движение электродвигателями *2* и *3*. Из компрессора смесь холодильного агента с маслом поступает в маслоотделитель *4*, где происходит разделение масла и холодильного агента (в отдельных случаях применяют второй маслоотделитель *7*). Холодильный агент, отделенный от масла, через обратный клапан *12* поступает в нагнетательный трубопровод. Нижняя часть маслоотделителя является маслосборником. Из маслоотделителя масло через фильтр грубой очистки *5* подается электромаслонасосом *6* в маслоохладитель *8* при давлении на 0,1—0,35 МПа (1—3,5 кгс/см^2) выше, чем давление сжатого компрессором газа. Затем масло направляется частично на впрыск в компрессор, а частично через фильтр тонкой очистки *9* к подшипникам, масляным поршням и к уплотнению приводного вала. После подшипников, поршней и уплотнений масло поступает в полость всасывания компрессора. Маслоотделитель с компрессором соединены через перепускной клапан *11*.

Агрегаты с сальниковыми компрессорами. На базе компрессоров параметрического ряда выпускают винтовые компрессорные агрегаты как в судовом [9, 10], так и в общепромышленном исполнении.

Технические характеристики отечественных компрессоров и компрессорных агрегатов приведены в табл. II-7 — II-9, холодопроизводительность и потребляемая мощность — на рис. II-19 — II-28.

Зависимость эффективного холодильного коэффициента отечественных винтовых компрессоров от температуры кипения при работе на R22 и аммиаке приведена на рис. II-25. Как видно из графиков, кривые имеют пологий характер, что обусловлено в основном малыми депрессиями во всасывающем паровом тракте компрессора, низкими значениями подогрева паров холодильного агента на всасывании и относительно небольшими внутренними перетечками. На величину холодильного коэффициента оказывают значительное отрицательное влияние гидромеханические потери и несовпадение внутренней и наружной степеней повышения давления.

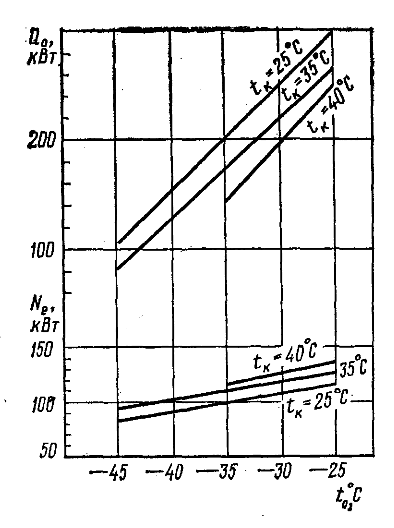


Рис. II-19. Зависимость холодопроизводительности и потребляемой мощности винтового компрессорного агрегата 5ВХ-350/5ФС от температуры кипения (R22; масло ХА 30; $\varepsilon_г=5$; $n=49{,}2$ $с^{-1}$); значения приведены без учета переохлаждения и перегрева. Температура масла на входе от 30 до 40°C. Среднее количество масла, подаваемого в компрессор, соответствует значениям, приведенным на рис. II-15.

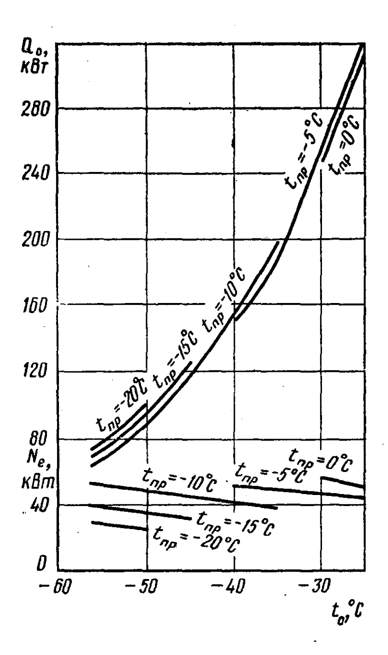


Рис. II-21. Зависимость холодопроизводительности и потребляемой мощности винтового компрессора АН130-7-6, входящего в состав агрегата АД130-7-6, от температуры кипения [12]. Температура масла на входе от 30 до 40°C, паров холодильного агента на всасывании не выше —10°C. Количество масла не выше 50 л/мин.

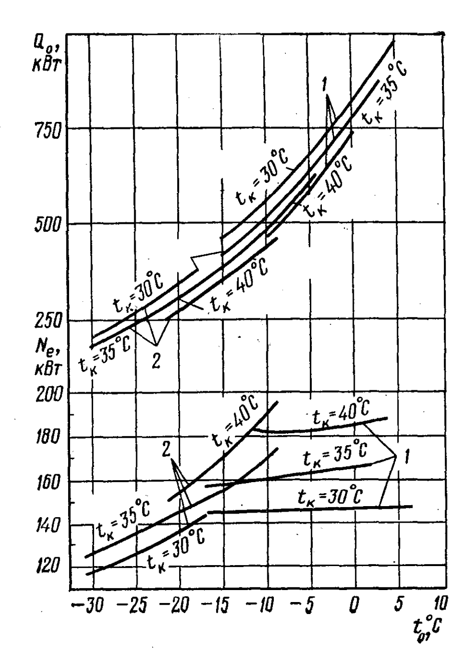


Рис. II-20. Зависимость холодопроизводительности и потребляемой мощности винтовых компрессорных агрегатов от температуры кипения [10]:

1 — 5ВХ-350/2,6АС, А350-7-1; *2* — 5ВХ-350/4АС, А350-7-3. Температура паров аммиака на всасывании от 5 до 10°C, температура масла на входе от 30 до 40°C. Среднее количество масла, подаваемого в компрессор, соответствует значениям, приведенным на рис. II-15.

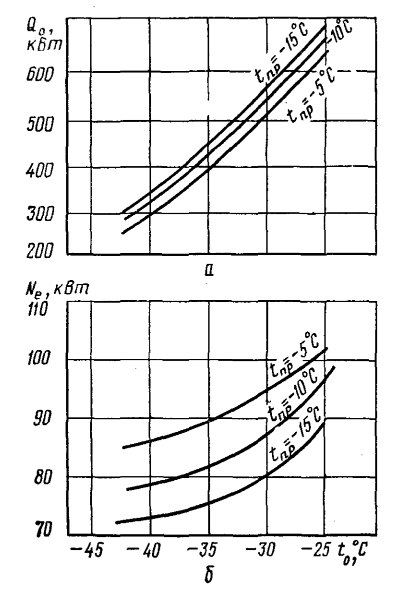


Рис. II-22. Зависимость холодопроизводительности (*а*) и потребляемой мощности (*б*) винтового компрессора, входящего в состав агрегатов 6ВХ-700/2, 6АС и АН260-7-6, от температуры кипения [10]. Температура масла на входе от 30 до 40°С, паров холодильного агента от —5 до +10°С. Количество масла не выше 110 л/мин.

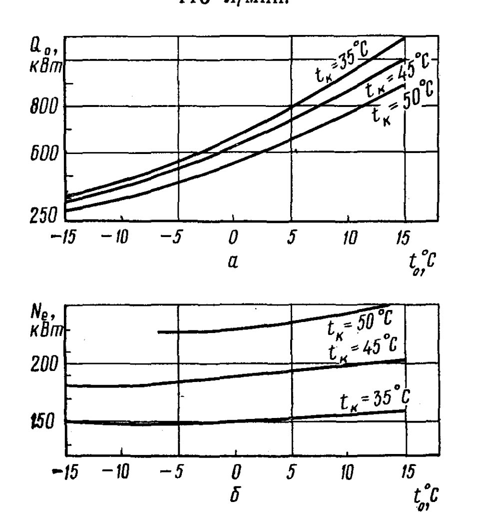


Рис. II-23. Холодопроизводительность (*а*) и потребляемая мощность (*б*) винтового холодильного компрессора ВХ350-2-1 (R22); $\varepsilon_г=2{,}6$; $u_1=31{,}4$ м/с) винтового судового холодильного компрессорного агрегата А350-2-10М.

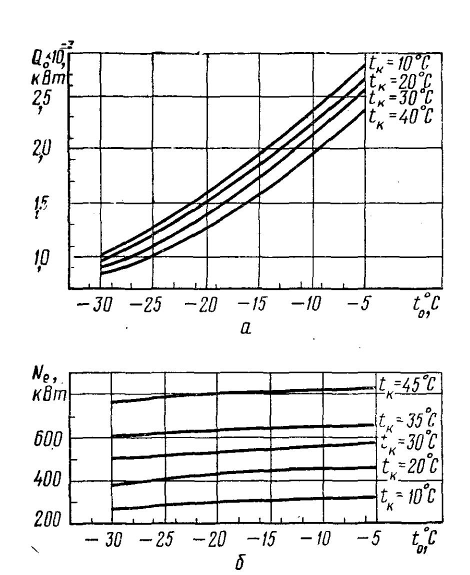


Рис. II-24. Холодопроизводительность (*а*) и потребляемая мощность (*б*) винтового компрессорного агрегата А1400-7-3.

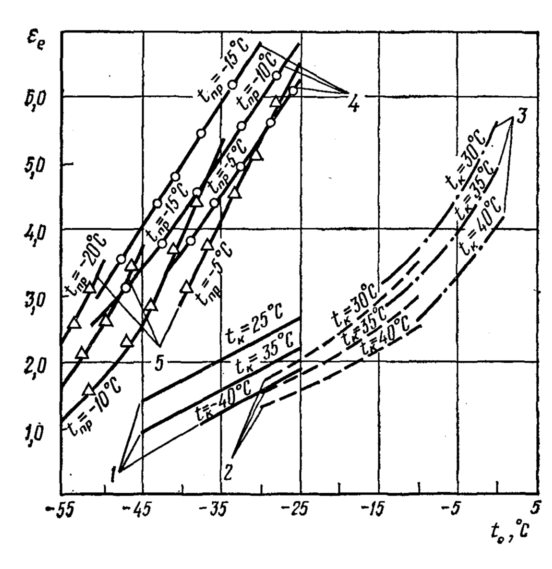


Рис. II-25. Зависимость эффективного холодильного коэффициента от температуры кипения:

1 — 5ВХ-350/5ФС; *2* — 5ВХ-350/4АС, А350-7-3(2); *3* — 5ВХ-350/2,6АС, А350-7-1; *4* — 6ВХ-350/2,6АС; *5* — АН130-7-6.

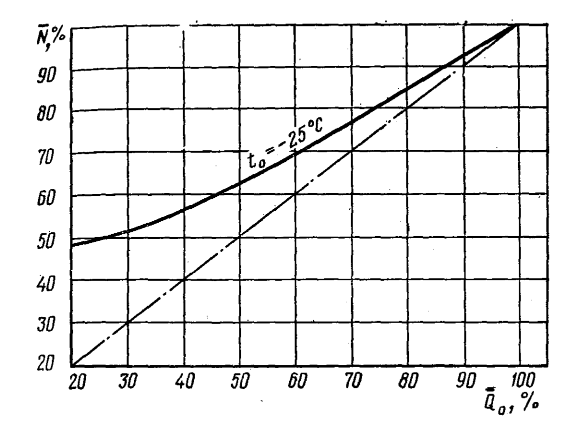


Рис. II-26. Зависимость изменения потребляемой мощности от изменения холодопроизводительности винтового компрессорного агрегата 5ВХ-350/5ФС при регулировании золотников и поршней.

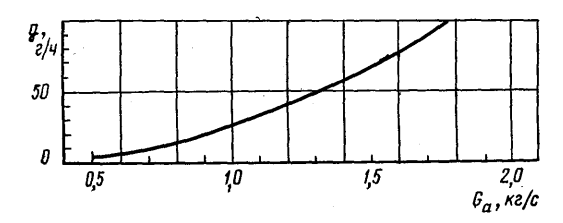
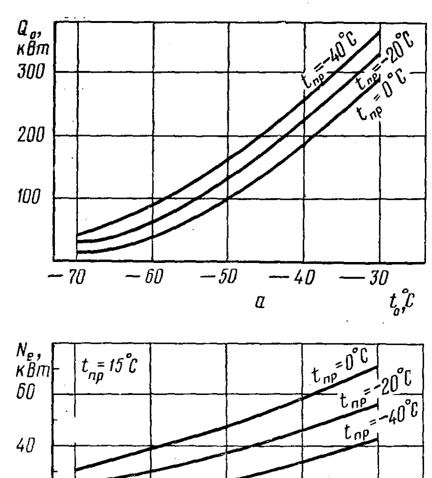


Рис. II-27. Зависимость уноса масла g (в г/ч) от массовой производительности G_a компрессора агрегата 5ВХ-350/5ФС при работе на R22.

На рис. II-27 показана зависимость величины g, характеризующей унос масла ХА 30 из агрегата 5ВХ-350/5ФС, от массовой производительности компрессора при работе на R22 [9]. Унос масла зависит от конструкции маслоотделителя, массовой скорости паромасляной смеси в нем и свойств масла. Величина уноса масла изменяется незначительно и не превышает 0,1 кг/ч.

График изменения мощности на валу компрессора при изменении производительности агрегата 5ВХ-350/5ФС [9] приведен на рис. II-26. В процессе регулирования холодопроизводительности мощность компрессора изменяется не пропорционально ей. Однако потери мощности при данном способе регулирования существенно меньше, чем при регулировании другими способами (перепуск газа с нагнетания на всасывание, дросселирование на всасывании и др.).



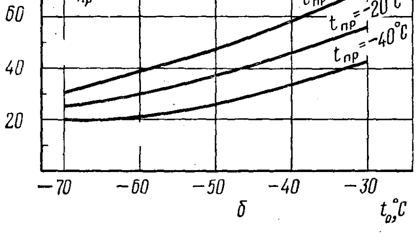


Рис. II-28. Холодопроизводительность (*а*) и потребляемая мощность (*б*) винтового холодильного компрессора ВХ30-2-7 при работе на R22.

Все выпускаемые компрессорные агрегаты имеют сходную конструкцию и высокую степень унификации, обусловленную применением одной и той же базы компрессора.

В отечественных компрессорных агрегатах (рис. II-29, II-30) все элементы расположены на корпусе горизонтального маслоотделителя, который установлен на фундаменте и представляет собой несущую конструкцию. На маслоотделителе размещены компрессор с электродвигателем, маслоохладители, фильтры грубой и тонкой очистки, электромаслонасос, щиты манометров и датчиков, запорные и регулирующие вентили.

Винтовой холодильный компрессор ВХ-350 (рис. II-31) маслозаполненный, сальниковый, с плавным регулированием производительности. Корпус компрессора *2*, камера всасывания *1*, крышка *3* и золотник *15* выполнены из специального чугуна. Корпус *2* имеет один вертикальный разъем по цилиндру на стороне всасывания в плоскости торцов винтов. В сборе корпус представляет собой рабочую полость с нижним расположением окна нагнетания и тремя цилиндрическими расточками. Окно всасывания расположено в камере всасывания *1* сверху. Окно нагнетания выполняется в специальных проставках, установленных в корпусе ком-

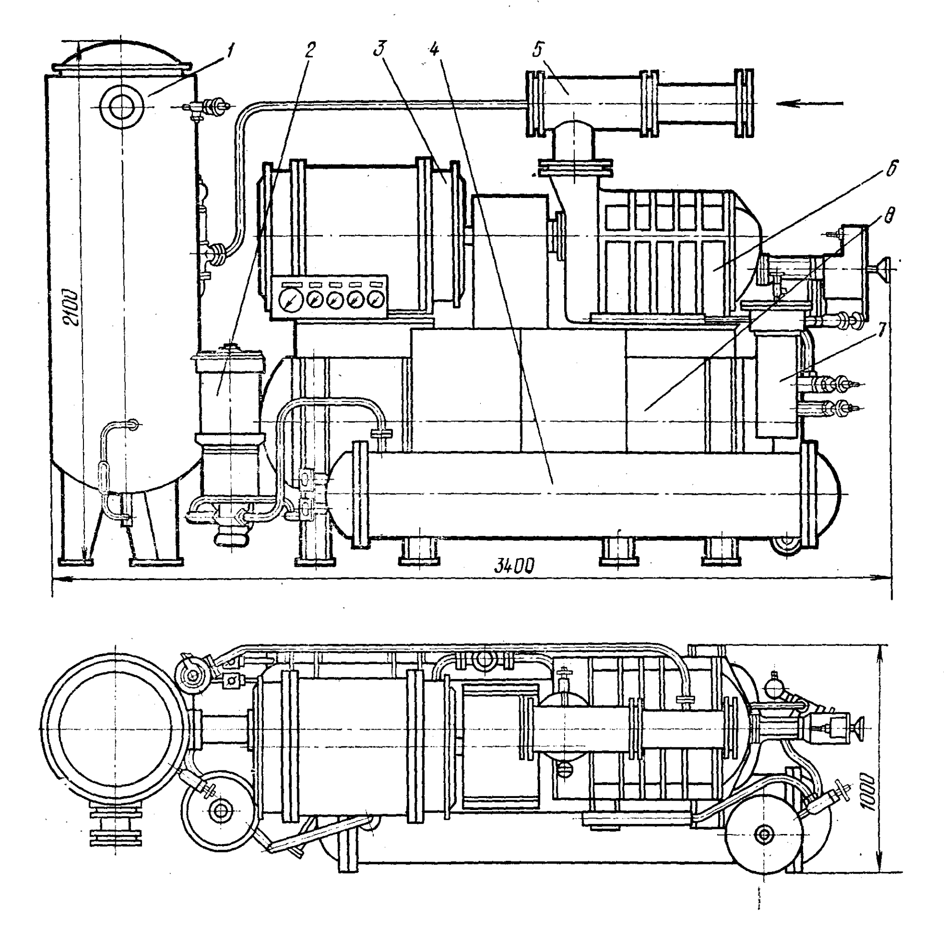


Рис. II-29. Судовой винтовой компрессорный агрегат 5ВХ-350/5ФС:

1 — маслоделитель 2-й ступени; 2 — масляный электронасос; 3 — электродвигатель компрессора; 4 — маслоохладитель; 5 — фильтр на входе газа в компрессор; 6 — винтовой компрессор; 7 — фильтр масляный тонкой очистки; 8 — маслоотделитель 1-й ступени.

прессора между торцами цилиндрических расточек корпуса и торцами винтовой части роторов. Корпус компрессора имеет каналы, которые предназначены для подачи на всасывание масла, сливаемого из подшипников и масляных поршней. Разъем уплотняется прокладкой, установленной между корпусом *2* и камерой всасывания *1*.

Роторы *10* и *14* выполнены из стали и имеют специальный профиль зуба, установлены в опорных подшипниках скольжения *5*, *9*, *11*, *13* втулочного типа с баббитовой заливкой.

Детали компрессора изготовляют с высоким классом точности, так как рабочие зазоры между роторами и корпусными деталями должны иметь маленькие размеры. Для компрессора ВХ-350 торцевой зазор между роторами и корпусом на стороне нагнетания составляет 0,05—0,08 мм, на стороне всасывания — 0,42—0,75 мм, радиальный максимальный зазор между роторами и корпусом — 0,057—0,193 мм, профильные зазоры в нормальном сечении между роторами принимают максимальные значения 0,05—0,170 мм в зависимости от взаимного расположения роторов [16].

Осевые усилия, действующие на роторы, воспринимаются масляными поршнями *6* и *8*, сдвоенными радиально-упорными подшипниками *4* и *7*. Подшипники *10* и *11*, установленные в стаканах с диаметральным зазором, не воспринимают радиальных нагрузок.

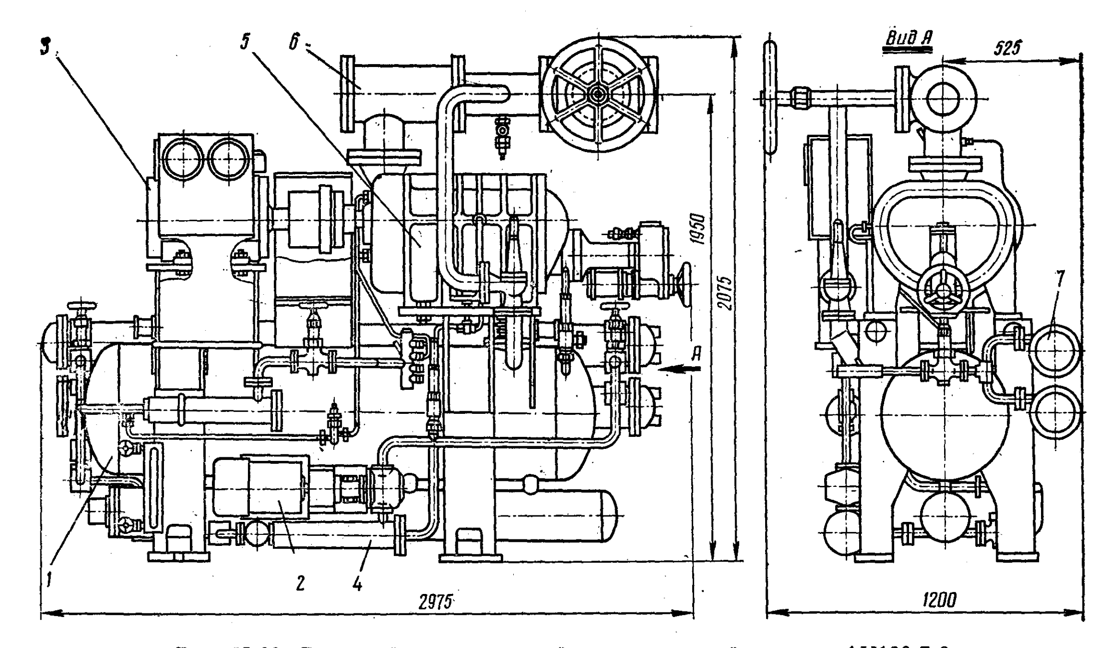


Рис. II-30. Винтовой поджимающий компрессорный агрегат АН130-7-6:
1 — маслоотделитель; *2* — масляный электронасос; *3* — электродвигатель; *4* — фильтр масляный; *5* — винтовой компрессор; *6* — фильтр на входе газа в компрессор; *7* — маслоохладитель.

Золотниковый регулятор производительности *15* позволяет регулировать производительность компрессора в пределах от 100 до 10% с изменением потребляемой мощности. Золотник перемещается вдоль оси роторов в направляющей цилиндрической расточке, расположенной между цилиндрами роторов под их средней линией. Золотник предназначен также для разгрузки пуска. Продольное перемещение его осуществляется посредством электропривода с помощью штока *18* или гидравлического поршня.

На рис. II-32 показано концевое уплотнение компрессора с одним плавающим графитовым кольцом, которое предотвращает утечки холодильного агента по валу привода компрессора. Корпус уплотнения заполнен маслом как во время работы, так и во время стоянкикомпрессора. Применяют также концевые уплотнения с двумя графитовыми кольцами без манжеты *6* и другие конструкции. Концевое уплотнение состоит из корпуса *1*, неподвижной втулки *10*, графитового кольца *9*, вращательного упорного диска *2*, закрепленного на валу штифтом *5*, манжеты *6*, которая прижимается к валу пружиной *7*. Корпус *1* уплотняется резиновыми кольцами. Для крепления манжеты в корпусе предусмотрено кольцо *8*. Масло подается в полость концевого уплотнения через жиклер *3*, который поддерживает давление масла в полости на 30—50 кПа (0,3—0,5 кгс/см^2), больше, чем давление газа на всасывании. Масло из полости концевого уплотнения через зазор между валом и манжетой уходит во всасывающую полость компрессора. Во время стоянки манжета *6* предотвращает проход газообразного хладагента в масляную полость концевого уплотнения вала и в окружающую среду.

Фирма «Stal» (Швеция) выпускает вертикальные винтовые агрегаты S-33 с теоретической производительностью $V_т = 0{,}139$ м^3/с и горизонтальные (рис. II-33) [15].

Специальное предприятие судовой холодильной техники «VEB Kühlautomat» (ГДР) выпускает винтовые компрессорные агрегаты S3-900, S3-1800 и S3-2500, работающие на аммиаке и R22, для стационарных холодильных установок, а также на базе их винтовые компрессорные и компрессорно-конденсаторные агрегаты для судовых холодильных установок. Значительное количество указанных агрегатов работает в СССР. Предприятие имеет параметрический ряд винтовых холодильных компрессорных агрегатов [15] S3-315, S3-450, S3-600, S3-900, S3-1250, S3-1800, S3-2500 с открытым приводом при частоте вращения

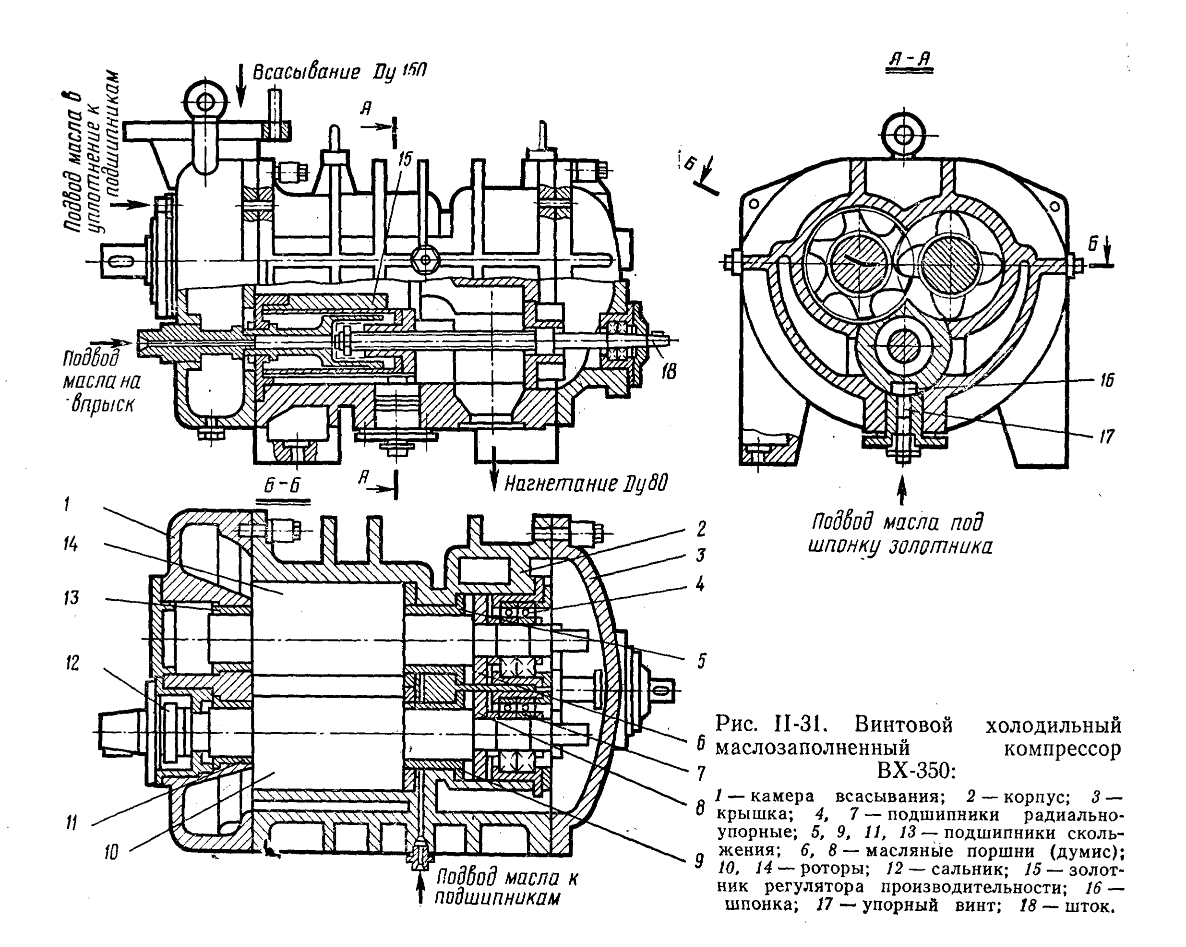


Рис. II-31. Винтовой холодильный маслозаполненный компрессор ВХ-350:

1 — камера всасывания; *2* — корпус; *3* — крышка; *4, 7* — подшипники радиально-упорные; *5, 9, 11, 13* — подшипники скольжения; *6, 8* — масляные поршни (думис); *10, 14* — роторы; *12* — сальник; *15* — золотник регулятора производительности; *16* — шпонка; *17* — упорный винт; *18* — шток.

ведущего ротора 49 $с^{-1}$. Эти агрегаты имеют теоретическую производительность соответственно 0,088, 0,125, 0,175, 0,22, 0,35, 0,5 и 0,64 $м^3/с$. Винтовые компрессоры для перечисленных агрегатов изготовляют по лицензии фирмы SRM (Швеция). Геометрическая степень сжатия 2,6; 3,6; 4,8. Технологическая схема компрессорных агрегатов аналогична схеме фирмы «Stal» (Швеция), за исключением того, что масляный насос установлен после маслоохладителя. Компрессорный агрегат S3-900 (рис. II-34) имеет плавное регулирование холодопроизводительности путем изменения рабочего объема цилиндра при помощи встроенного золотникового поршня, который приводится в движение гидравлической масляной системой.

Отличительной особенностью конструкции компрессора (рис. II-35) является наличие разъема корпуса цилиндра на стороне нагнетания. Профиль зубьев симметричный, окружной. Роторы компрессора *1* и *2* вращаются в подшипниках скольжения *3*. Ведущий вал компрессора имеет торцевое уплотнение *4*. Роторы фиксируются в осевом направлении в стаканах при помощи радиально-упорных подшипников качения *5*. Для разгрузки во время работы от осевых газовых сил на ведущем роторе установлен разгрузочный масляный поршень *6*. Конструкция компрессора обеспечивает достаточную компактность и технологичность изготовления.

Холодопроизводительность и потребляемая мощность компрессоров фирмы «Veb Kühlautomat» (ГДР) приведены на рис. II-36.

Бессальниковые компрессорные агрегаты. Бессальниковый компрессорный агрегат, изготовленный и испытанный в СССР, показан на рис. II-37. Электродвигатель установлен на стороне нагнетания и находится в паромасляной среде. Компрессор представляет

Рис. II-32. Уплотнение винтового холодильного компрессора типа ВХ-350:

1 — корпус; *2* — упорный диск; *3* — жиклёр; *4* — болт; *5* — штифт; *6* — манжета; *7* — пружина; *8* — кольцо; *9* — графитовое кольцо; *10* — втулка.

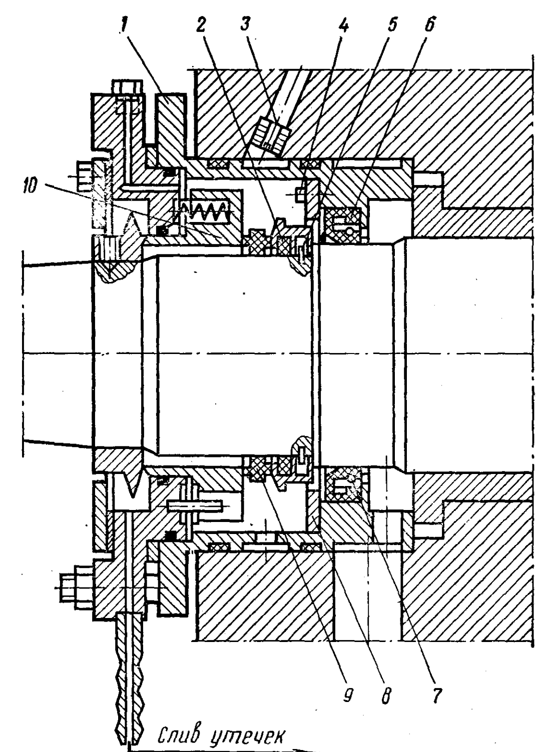
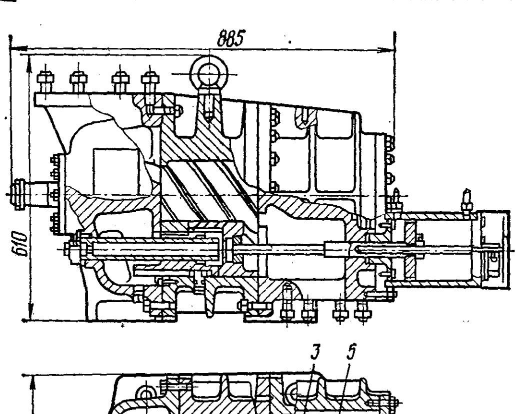


Рис. II-33. Винтовой холодильный компрессорный агрегат фирмы «Stal» (Швеция):

1 — фильтр масляный; *2* — винтовой компрессор; *3* — фильтр на входе газа в компрессор; *4* — электродвигатель компрессора; *5* — маслоотделитель; *6* — рама.

Рис. II-34. Винтовой компрессорный агрегат S3-900 (ГДР):

1 — компрессор; *2* — клапан обратный; *3* — газовый фильтр; *4* — муфта компрессора; *5* — электродвигатель компрессора; *6* — предохранительный (перепускной) клапан; *7* — фильтр масляный; *8* — клапан обратный на стороне нагнетания; *9* — насос масляный; *10* — масляный холодильник; *11* — отделитель масла; *12* — клапан перепускной масляный.



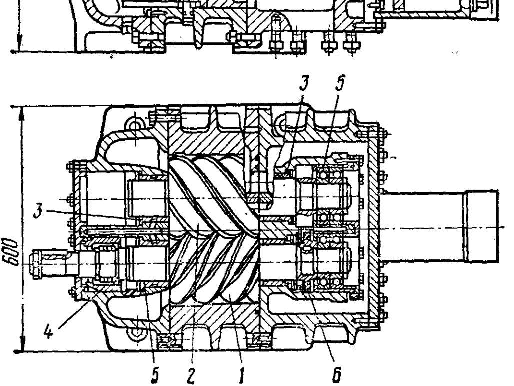


Рис. II-35. Винтовой холодильный компрессор (ГДР):

1, 2 — роторы (ведущий и ведомый); *3* — подшипники опорные; *4* — торцовое уплотнение вала; *5* — подшипники упорные; *6* — поршень масляный.

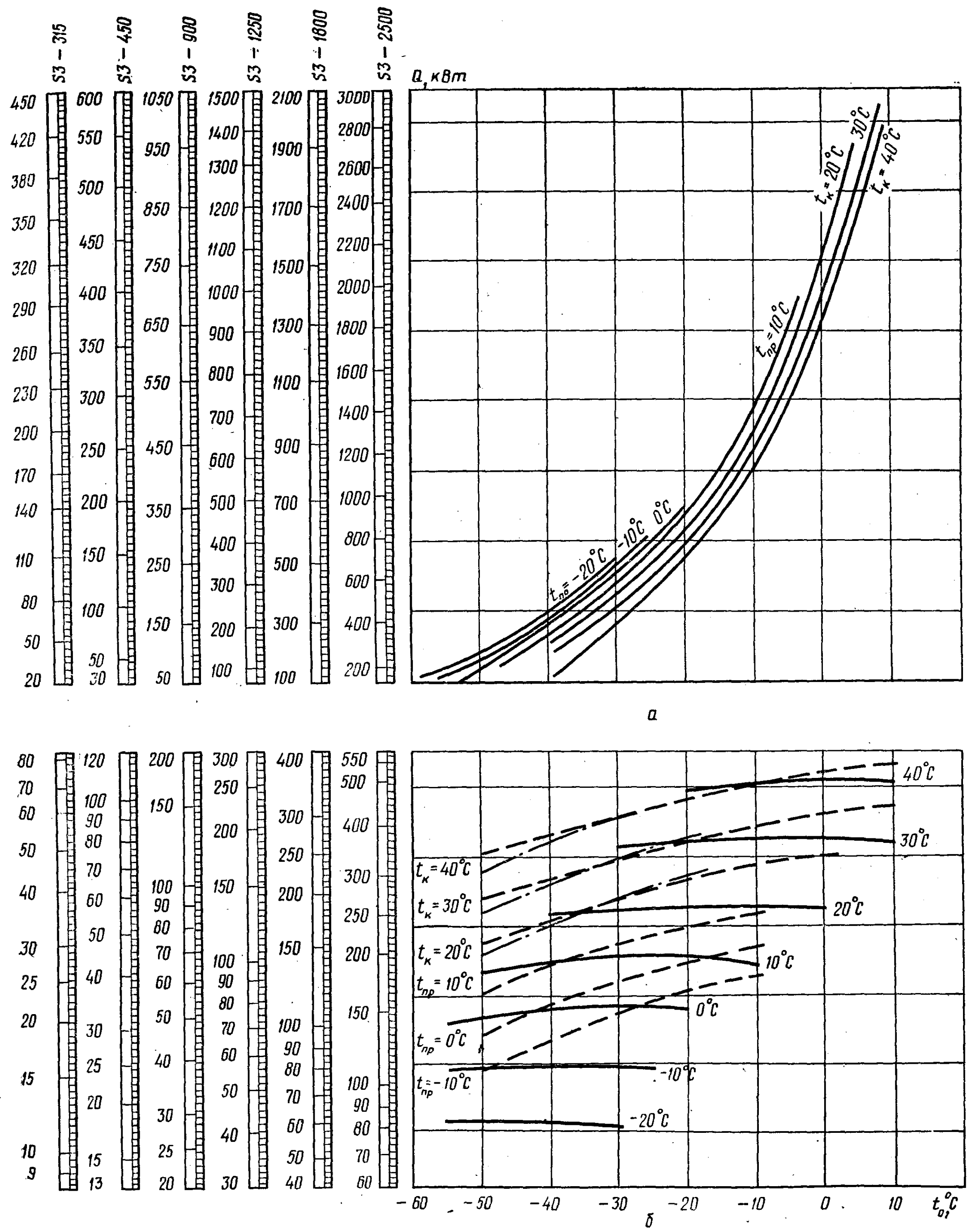


Рис. II-36. Холодопроизводительность (*а*) и потребляемая мощность (*б*) винтовых холодильных компрессоров фирмы «Kühlautomat» (ГДР).

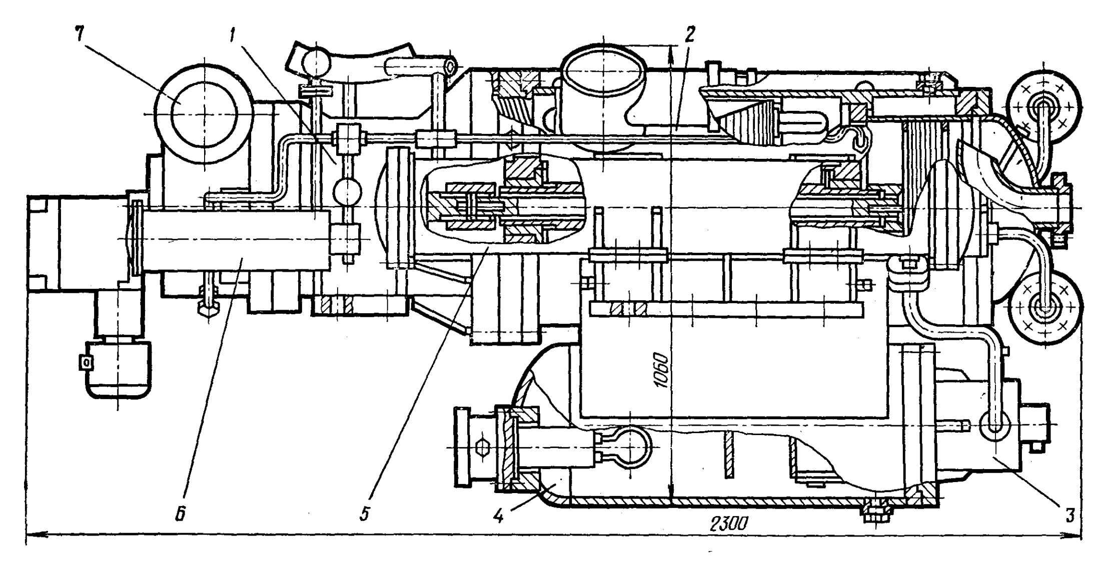


Рис. II-37. Винтовой бессальниковый маслозаполненный холодильный компрессорный агрегат ($V_т$=0,125 м³/с):

1 — компрессор; *2* — корпус электродвигателя; *3* — электронасос масляный; *4* — сборник масла; *5* — масляный холодильник; *6* — фильтр очистки масла; *7* — фильтр газовый.

собой моноблок совместно с масляной системой, в которую входит также герметичный масляный насос. Характеристики бессальникового компрессора приведены на рис. II-38.

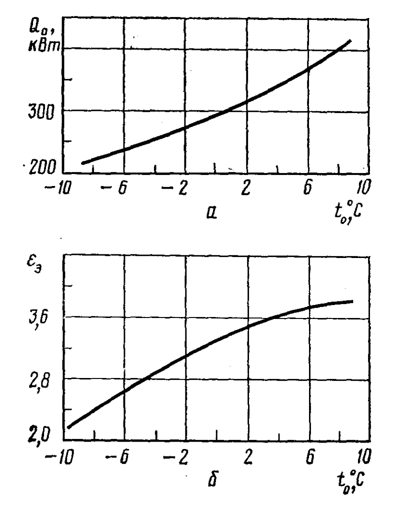


Рис. II-38. Холодопроизводительность (*а*) и электрический холодильный коэффициент (*б*) в зависимости от температуры кипения бессальникового компрессорного агрегата (R22; масло ХС 40; $\varepsilon_г$=2,6; $V_т$=0,125 м³/с; u_1=25 м/с).

Винтовой бессальниковый компрессорный агрегат фирмы «Dunham—Buch» (США) (рис. II-39) имеет электродвигатель, установленный на стороне нагнетания. Масляная система располагается отдельно. Бессальниковые винтовые компрессорные агрегаты являются перспективными для применения в комплексных холодильных машинах.

Однороторные компрессоры. Однороторный компрессор (рис. II-40) имеет следующие преимущества перед двухроторными: полная уравновешенность осевых и радиальных сил, низкая металлоемкость, пониженный уровень шума и др. Недостатками этих компрессоров являются трудность уплотнения сопряжения вертикальных шестерен с ротором, механический контакт этих деталей.

Фирмы «Grasso—Stacon» (Голландия) и «Hall Thermotank Produkt Ltd» (Англия) изготовляют холодильные однороторные компрессоры и на базе их компрессорные агрегаты, холодопроизводительностью от 440 до 1300 кВт.

Основные узлы и система автоматической защиты агрегатов. В *маслоотделителях* масло отделяется от паров холодильного агента, как правило, вследствие многократ-

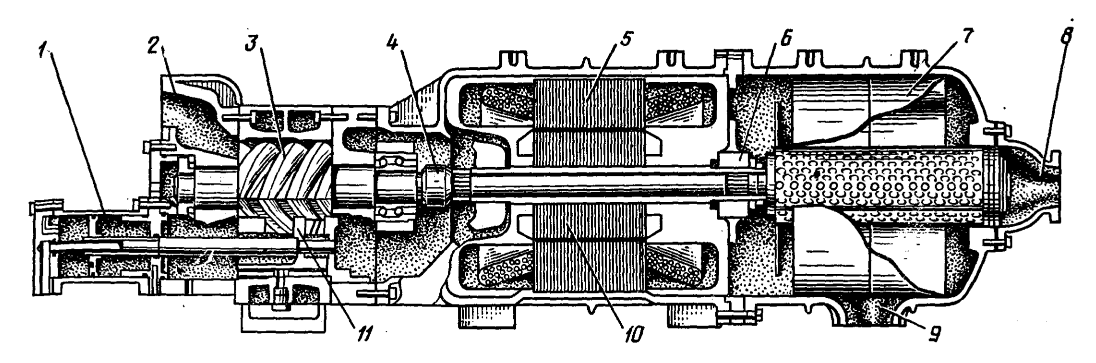


Рис. II-39. Винтовой бессальниковый холодильный компрессор фирмы «Duncham--Buch» (США):

1 — гидравлический цилиндр; *2* — камера всасывания компрессора; *3* — роторы; *4* — муфта; *5* — статор электродвигателя; *6* — подшипники электродвигателя; *7* — маслоотделительная масса; *8* — патрубок нагнетания; *9* — патрубок отвода масла; *10* — ротор электродвигателя; *11* — золотник регулирования производительности.

ного резкого изменения направления и скорости потока, а также в фильтрующих элементах (сетка, ткань, насадка и др.). Поперечное сечение маслоотделителя выбирают с таким расчетом, чтобы скорость потока не превышала 0,35 м/с.

Маслоохладители, как правило, водяного охлаждения, представляют собой теплообменные кожухотрубные аппараты, в которых по трубам циркулирует вода. В некоторых зарубежных агрегатах используют маслоохладители с охлаждением масла кипящим холодильным агентом.

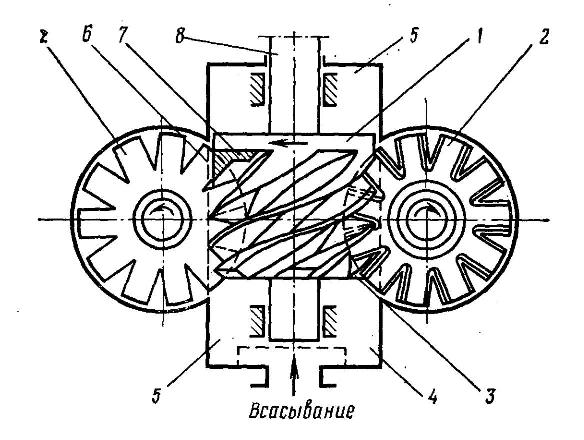
Маслонасос состоит из электродвигателя, упругой муфты и насоса с перепускным клапаном. Насосы могут быть шестеренчатыми, винтовыми и центробежными, сальниковыми и герметичными.

Масляный фильтр тонкой очистки установлен на линии подачи масла в подшипники и в концевое уплотнение вала. В компрессорном агрегате обычно предусмотрены один или два фильтра. Наибольший размер частиц, проходящих через фильтр, не превышает 0,04 мм.

Газовый фильтр состоит из сварного корпуса с сеточной вставкой. Вставка имеет форму цилиндра с двумя торцевыми крышками, к которым прикреплена тонкая сетка из проволоки. Сеточная вставка не пропускает частиц размером более 0,2 мм.

Перепускной предохранительный клапан устанавливают на стороне нагнетания компрессора, чтобы предотвратить превышение допустимого давления (см. рис. II-18, поз. *11*).

Система автоматической защиты предназначена для отключения электропривода в следующих случаях: превышение допустимых значений давления и температуры хо-



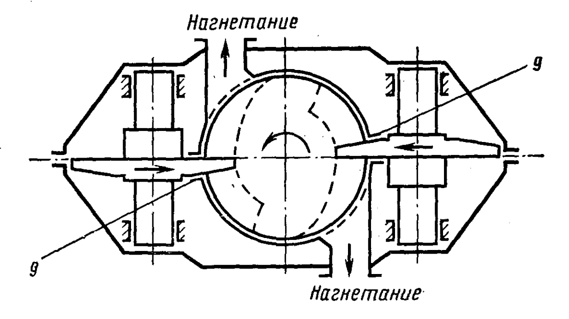


Рис. II-40. Однороторный компрессор:

1 — ротор; *2* — уплотнительная шестерня; *3* — камера всасывания; *4* — фильтр газовый; *5* — корпус компрессора; *6* — цилиндр; *7* — окно нагнетания; *8* — вал привода; *9* — окно уплотнительной шестерни.

Таблица II-9

Основные технические характеристики компрессоров компрессорных агрегатов общепромышленного исполнения

Показатели	ВХ350-2-1	А350-7-0	А350-7-2	АН130-7-6 (поджимающий)	АН260-7-6 (поджимающий)	А1400-7-3
Холодопроизводительность кВт/ч (ккал/ч)	790 (680 000)	780 (670 000)	410 (350 000)	151 (130 000)	302 (260 000)	1730 (1490 000)
Температура, °С						
кипения	0	0	—15	—40	—40	—15
конденсации	35	35	30	—10	—10	30
Диапазон регулирования производительности, %	Автоматическое 100—25					
Геометрическая степень сжатия	2,6	2,6	4	2,6	2,6	4
Унос масла, г/ч	—	120	100	80	150	250
Расход воды, м³/ч	—	28	28	9	18	57
Электродвигатель						
частота вращения, с⁻¹	—	48,8	48,8	48,8	48,8	48,8
об/мин	—	2925	2925	2925	2925	2925
напряжение, В	—	380	380	380	380	380
мощность, кВт	—	200	160	55	100	650
Сопротивление маслоохладителя по воде с РТПД, не более						
кПа	—	100	100	100	100	100
кгс/см²	—	1	1	1	1	1
Габаритные размеры, мм						
длина	1440*	2975	2975	2800	3350	3950
ширина	585	1200	1200	1025	1300	1650
высота	595	2200	2200	1933	2500	3150
Масса, кг	670	3690	3220	2600	4000	9955

* С учетом регулятора производительности.

Примечания. 1. Компрессор ВХ350-2-1 предназначен для комплектации холодильных машин МКТ и ВХ30-2-7 и низкотемпературной холодильной машины МКТД30.

2. Аммиачные компрессорные агрегаты А350-7-0, А1400-7-3 и А350-7-2 предназначены для работы в одноступенчатых холодильных установках, агрегаты АН130-7-6 и АН260-7-6 — в низкотемпературных двухступенчатых (их могут поставлять также в составе агрегатов АД130-7-5 и АД260-7-5)

лодильного агента на нагнетании и температуры масла на входе в компрессор; понижение давления холодильного агента на всасывании и температуры масла на входе в компрессор ниже допустимых величин; уменьшение разности давлений масла на входе в компрессор и холодильного агента после сжатия ниже допустимой величины; исчезновение напряжения в цепях аварийной защиты, сигнализации и управления.

Система автоматики обеспечивает автоматическое регулирование холодопроизводительности по давлению всасывания или температуре кипения (температуре жидкого теплоносителя на выходе из испарителя) и не допускает перегрузки электродвигателя компрессора.

Электродвигатель привода золотника отключается при достижении золотником крайних положений, а также при достижении предельной величины крутящего момента.

ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАСЛА

В зависимости от условий работы винтового маслозаполненного компрессора применяют холодильные масла, имеющие специальные свойства: достаточно высокую кинематическую вязкость, относительно малую растворимость холодильных агентов при рабочих условиях в компрессоре, незначительное изменение вязкости при изменении температуры в рабочем диапазоне. Достаточно высокую вязкость должен сохранять и раствор холодильного агента в масле. Фирма «GHH Sterkrade» (ФРГ) [15] подразделяет холодильные масла для винтовых маслозаполненных компрессоров на три группы, представленные в табл. II-10. При этом фирма рекомендует около 20 марок холодильных масел, выпускаемых семью различными фирмами. В СССР для винтовых компрессоров рекомендуется применять масла, приведенные в табл. II-11.

Таблица II-10

Группы холодильных масел

Группа	Кинематическая вязкость при 323 К, $10^{-6}\cdot(м^2/с)$, не ниже	Компрессор	Холодильный агент
A	16	Поджимающий	R 717
B	25	Поджимающий, одноступенчатый	R12 и R22, R717
C	32	Одноступенчатый	R12 и R22

Таблица II-11

Отечественные холодильные масла для винтовых компрессоров

Масло	ГОСТ, ТУ	Компрессор	Холодильный агент
ХА 23, ХА 30	ГОСТ 5546—66	Поджимающий	R717
Жидкость 166-43 (ПМТС-5)	ТУ 6-02-990—75	Поджимающий, одноступенчатый	R22
ХА 30	ГОСТ 5546—66	Одноступенчатый	R717 и R22
ХС 40	ТУ 38-40151—73	»	То же
ХМ 35	ТУ 38-401119—75	»	R12 и R22
ХС 40	ТУ 38-40151—73	»	То же

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A — межцентровое расстояние, м;

b_1, b_2 — осевой шаг зубьев ведущего и ведомого винтов, м;

$c_м$ — теплоемкость масла (масляного раствора), кДж/(кг·K);

c_v — удельная теплоемкость пара холодильного агента при постоянном объеме, кДж/(кг·К);

c_p — удельная теплоемкость пара холодильного агента при постоянном давлении, Кдж/(кг·К);

D_{e1}, D_{e2} — диаметр окружности выступов ведущего и ведомого винтов, м;

$d_{1вн}$; $d_{2вн}$ — диаметр внутренней окружности ведущего и ведомого винтов, м;

$d_{1н}$, $d_{2н}$ — диаметр начальной окружности ведущего и ведомого винтов, м;

F — площадь окна нагнетания, м^2;

$F_{з2}$ — площадь, ограниченная линией зацепления, лежащей внутри начальной окружности ведомого винта, м^2;

$F_к$ — площадь торцевого сечения расточки корпуса, м^2;

$F_{н2}$ — неуравновешенная осевая площадь боковых поверхностей зубьев ведомого винта, ограничивающих впадину, м^2;

$\overline{F}_{н2}$ — относительная неуравновешенная осевая площадь ведомого винта;

$F_{торц}$ — площадь торцевой части окна нагнетания, м^2;

$F_{цил}$ — площадь цилиндрической части окна нагнетания, м^2;

f_1 — стрела прогиба ведущего винта, м;

$\overline{f}_1$ — относительная стрела прогиба ведущего винта;

f_2 — стрела прогиба ведомого винта, м;

$\overline{f}_2$ — относительная стрела прогиба ведомого винта;

$f_э$ — стрела прогиба эталонного винта, м;

$f_{1п}$, $f_{2п}$ — площадь впадины между зубьями в торцевой плоскости ведущего и ведомого винтов, м^2;

f_i — стрела прогиба рассматриваемого винта, м;

$\overline{f}_i$ — относительная стрела прогиба винта;

$G_а$ — массовая действительная производительность компрессора, кг/с;

$G_т$ — массовая теоретическая производительность компрессора, кг/с;

$G_м$ — количество масла, циркулирующее в компрессоре, кг/с;

h_1 — ход нарезки ведущего винта, м;

$\overline{h}_1$ — относительный ход нарезки ведущего винта;

h_2 — ход нарезки ведомого винта, м;

$\overline{h}_2$ — относительный ход нарезки ведомого винта;

h_i — ход нарезки винта, м;

i_1 — энтальпия холодильного агента в начале сжатия в компрессоре, кДж/кг;

i_2'' — энтальпия холодильного агента в конце сжатия, кДж/кг;

$i_{2.3}$, $i_{2.6}$, $i_{3.6}$ — энтальпия холодильного агента по циклу холодильной машины, кДж/кг;

i_{12}, i_{21} — передаточное число (отношение);

k — показатель адиабаты процесса сжатия;

L — длина винтов, м;

$\overline{L}$ — относительная длина винтов;

l — длина линии контакта винтов на величине их осевого шага, м;

$\overline{l}$ — относительная длина линии контакта;

m_2 — показатель политропы процесса сжатия в маслозаполненном компрессоре;

$N_{а.т}$ — теоретическая мощность компрессора, кВт;

$N_{вн}$ — внутренняя мощность компрессора, кВт;

$N_{г.м}$ — мощность, затрачиваемая на гидромеханические потери при вращении роторов в паромасляной среде, кВт;

$N_м$ — мощность, затрачиваемая на транспортировку масла в компрессоре, кВт;

$N_{пол}$ — политропная (индикаторная) мощность;

$N_{тр}$ — механическая мощность, кВт;

$N_э$ — электрическая мощность электродвигателя, кВт;

N_e — эффективная мощность компрессора, кВт;

n_1, n_2 — частота вращения ведущего и ведомого роторов, с$^{-1}$;

p_1 — давление всасывания, Па;

p_2 — давление нагнетания, Па;

p_{02} — промежуточное давление в цикле с промежуточным подсосом; Па;

$p_а$ — давление конца внутреннего сжатия, Па;

$\Delta p_м$ — перепад давлений масла, Па;

Q_0 — холодопроизводительность компрессора, кВт;

$Q_м$ — теплота, отводимая маслом, кВт;

$Q_{о.с}$ — теплота, отводимая в окружающую среду через корпус компрессора, кВт;

q — удельная теплота, отведенная от сжимаемого пара, кДж/кг;

$\overline{q}_0$ — относительная удельная холодопроизводительность для цикла с двукратным дросселированием, кДж/кг;

q_0 — удельная холодопроизводительность для цикла с однократным дросселированием, кДж/кг;

q_0' — удельная холодопроизводительность для цикла с двукратным дросселированием, кДж/кг;

$q_м$ — относительное количество масла, подаваемого в компрессор, кг/кг;

q_r — удельная теплота от гидромеханических потерь, кДж/кг;

R — газовая постоянная кДж/(кг·К);

R_1, R_2 — наружный радиус ведущего и ведомого винтов, м;

r, r_0 — высота головки зуба ведущего и ведомого роторов, м;

$r_{1н}$, $r_{2н}$ — радиус начальной окружности ведущего и ведомого винтов, м;

$S_т$ — площадь треугольной щели, м^2;

$\overline{S}_т$ — относительная площадь треугольной щели;

T_1 — температура пара при условиях всасывания, К;
T_2 — температура пара при условиях нагнетания, К;
t_0 — температура кипения, °С;
t_1 — центральный угол передней части впадины ведомого винта, град;
t_2 — центральный угол тыльной части впадины ведомого винта, град;
$t_{\text{к}}$ — температура конденсации, °С;
$t_{\text{пр}}$ — температура конденсации (промежуточная), °С;
$\Delta t_{\text{м}}$ — повышение температуры масла в компрессоре, °С;
u — окружная скорость на начальном цилиндре винта, м/с;
u_1, u_2 — окружная скорость на внешней окружности ведущего и ведомого винтов, м/с;
V_0 — объемная теоретическая производительность за один оборот ведущего винта, м^3;
$\overline{V}_0$ — относительная теоретическая производительность за один оборот ведущего винта;
V_{01} — объемная теоретическая производительность при испытании эталонных винтов при одинаковом межцентровом расстоянии, м^3/с;
$V_{\text{д}}$ — действительная объемная производительность винтового компрессора, м^3/с;
$V_{\text{з}}$ — наибольший защемленный объем, м^3;
$\overline{V}_{\text{з}}$ — относительный наибольший защемленный объем;
$\overline{V}_{\text{з.в}}$; $\overline{V}_{\text{з.н}}$ — относительный защемленный объем на всасывании и на нагнетании;
$V_{\text{к}}$ — объем расточки корпуса, м^3;
$V_{\text{м}}$ — объемное количество масла, подаваемого в компрессор, м^3/с;
$V_{\text{п.п}}$ — суммарный объем парной полости, м^3;
$V_{\text{п.п}}^{\max}$ — наибольший суммарный объем парной полости, м^3;
$V_{\text{т}}$ — объемная теоретическая производительность компрессора, м^3/с;
$W_{\text{з}}$ — заполненный объем, м^3;
z_1, z_2 — число зубьев (заходов) ведущего и ведомого винтов;
z_i — число зубьев (заходов) какого-либо винта;
a — массовая доля холодильного агента, поступающего в компрессор, кг/кг;
α_{01} — угол между линией центров и лучом, проведенным через центр ведущего винта и вершину его зуба в положении начала сжатия, град;
$\alpha_{1\text{в}}$ — угол всасывания для ведущего винта, град;
$\Delta \alpha_{1\text{в}}$ — угол перекрытия, град;
$\alpha_{2\text{в}}$ — угол всасывания для ведомого винта, град;
$\alpha_{1\text{н}}$ — угол нагнетания для ведущего винта, град;
$\alpha_{2\text{н}}$ — угол нагнетания для ведомого винта, град;
β_{01} — угол между линией центров и лучом, проведенным через центр ведущего винта и вершину его зуба в положении начала сжатия, град;
$\beta_{\text{н}}$ — угол наклона винтовой линии к оси зуба на делительном цилиндре, град;
ε — холодильный коэффициент для цикла с однократным дросселированием;
ε' — холодильный коэффициент для цикла с двукратным дросселированием;
$\varepsilon_{\text{г}}$ — геометрическая степень сжатия;
$\eta_{\text{ад.в}}$ — адиабатный внутренний КПД компрессора;
$\eta_{\text{мех}}$ — механический КПД компрессора;
$\eta_{\text{э}}$ — электрический КПД электродвигателя;
η_e — эффективный КПД компрессора;
$\overline{\eta}_e$ — относительный эффективный КПД компрессора;
η_{e30} — эффективный КПД компрессора, работающего на масле ХА 30;
η_{e40} — эффективный КПД компрессора, работающего на масле ХС 40;
$2\Theta_2$ — угол впадины ведомого винта для эллиптического профиля, град;
λ — коэффициент подачи;
$\overline{\lambda}$ — относительный коэффициент подачи;
$\lambda_{\text{ХА } 30}$ — коэффициент подачи компрессора, работающего на масле ХА 30;
$\lambda_{\text{ХА } 40}$ — коэффициент подачи компрессора, работающего на масле ХС 40;
$\pi_{\text{н}}$ — степень повышения давления;
$\rho_{\text{м}}$ — плотность масла при рабочих условиях, кг/м^3;
τ_{13}, τ_{23} — угол закрутки ведущего и ведомого винтов, град;
$\tau_{13.\text{пред}}$ — предельный угол закрутки ведущего винтов, град;
φ — коэффициент расхода;
φ_1 — угол поворота ведущего винта, при котором суммарный объем парных полостей достигает своего максимального значения, град;
$\varphi_{1\text{н}}$ — угол начала сжатия, град;
$\varphi_{1\text{с}}$ — угол сжатия, град;
Ω — коэффициент использования объема.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Амосов П. Е., Андреев П. А., Шварц А. И. Оценка качества винтовых компрессорных машин. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1972, № 5, с. 28—30.

2. Анализ эффективности двухступенчатого дросселирования в схеме с одноступенчатым винтовым компрессором/ [А. В. Быков, И. М. Калнинь, Г. А. Канышев и др.]. — Холодильная техника, 1976, № 6, с. 10—12.

3. Андреев П. А. Винтовые компрессорные машины. — Л.: Судпромгиз, 1961. — 251 с.

4. Винтовой бессальниковый холодильный компрессор с электродвигателем на стороне нагнетания/ [А. В. Быков, Г. А. Канышев, Р. В. Пряхин, Д. Г. Криницкий]. — Холодильная техника, 1978, № 8, с. 6—9.

5. Исследование результатов испытаний винтового бустеркомпрессорного агрегата 5ВХ-350/2,6-1V/[Г. А. Канышев, А. П. Курьянов, А. С. Устинов, Н. Ю. Давыдова]. — Труды ВНИИхолодмаша, 1974, вып. 5, с. 126—138.

6. Исследование эффективности рабочих процессов винтового маслозаполненного холодильного компрессора методом индицирования/[Г. А. Канышев, Д. А. Вужва, А. П. Курьянов и др.] — Труды ВНИИхолодмаша. Повышение эксплуатационных характеристик холодильного оборудования. М., ЦИНТИхимнефтемаш, 1978, с. 18—34.

7. Канышев Г. А., Вужва Д. А. Экспериментальные исследования по оптимизации работы винтового маслозаполненного компрессора. — Труды ВНИИхолодмаша. Исследовательские работы по повышению эффективности холодильного оборудования. М., ЦИНТИхимнефтемаш, 1976, с. 3—15.

8. Канышев Г. А., Курьянов А. П. Результаты анализа и испытаний одноступенчатого низкотемпературного холодильного винтового компрессора. — Труды ВНИИхолодмаша. Холодильное оборудование для распределительных и производственных холодильников. М., ЦИНТИхимнефтемаш, 1975, с. 20—40.

9. Освоение холодильных винтовых компрессоров/ [А. В. Быков, И. М. Калнинь, Г. А. Канышев и др.]. — Холодильная техника, 1974, № 2, с. 8—12.

10. Отечественные судовые аммиачные винтовые компрессорные агрегаты/ [Г. А. Канышев, А. П. Курьянов, И. А. Шварц, А. Л. Верный]. — Холодильная техника, 1976, № 1, с. 13—16.

11. Пекарев В. И., Кошкин Н.Н. Испытание винтового компрессора. — Холодильная техника, 1969, № 8, с. 2—5.

12. Результаты теплоэнергетических испытаний новых холодильных винтовых компрессорных агрегатов/ [Г. А. Канышев, А. П. Курьянов, Н. Ю. Давыдова, Э. А. Пятигорский]. — Труды ВНИИхолодмаша, М., ЦИНТИхимнефтемаш, 1977, с. 31—39.

13. Сакун И. А. Винтовые компрессоры. — Л.: Машиностроение, 1970. — 400 с.

14. Сидора Н. Н. Исследование рабочего процесса винтового маслозаполненного компрессора. Канд. диссертация. — Л.: ЦКТИ им. Ползунова, 1969. — 185 с.

15. Современное состояние и перспективы развития роторных холодильных машин в Советском Союзе и за рубежом/ [Г. А. Канышев, Г. А. Бурданова, А. И. Шварц, А. Л. Верный]. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1978. — 49 с.

16. Винтовые компрессорные машины. Справочник [П. Б. Амосов, Н. И. Бобриков, А. И. Шварц, А. Л. Верный]. — Л.: Машиностроение, 1977. — 252 с.

17. Шварц А. И. Исследование влияния профилей зубьев ротора на энергетические показатели винтового компрессора. Автореферат канд. диссерт. — Л.: ЦКТИ им. Ползунова., 1972. — 22 с.

18. Bykov A. V., Kalnin I. M., Kanyshev G. A. Research on utilizing single — stage compression in marine low — temperature «freon» refrigerating machines. I. I. F. — I. I. R. — Commissions B2, D3 — Tokyo 1974—1.

19. Kanyshev G. A., Vushva D. A., Sapronov V. I. Influence of viscosity of oil and its solubility with Refrigerant opon characteristics of screw compressors of the XIV international congress of refrigeration. BYV/O «VNESSHTORGIZGAT» Moscow, USSR, 1978, p. 949.

ГЛАВА III
ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Центробежные холодильные компрессоры в большинстве случаев по условиям производства и эксплуатации невозможно отделить от холодильных машин, в составе которых они работают. Вследствие этого в данной главе наряду с вопросами, относящимися собственно к компрессорам, рассмотрены вопросы, связанные с центробежными холодильными машинами.

Холодильные машины с центробежными компрессорами разделяют на две группы[1]: комплексные холодильные машины для охлаждения воды или рассола, наиболее распространенные в установках комфортного и промышленного кондиционирования воздуха; компрессорные агрегаты, применяемые в холодильных установках промышленных производств (в химической, нефтеперерабатывающей, газовой промышленности и т. п.). Для холодильных машин первой группы характерно использование фреонов, второй группы — аммиака, пропана и других углеводородов. Холодильные машины первой группы включают в себя компрессор, привод, конденсатор, испаритель, систему смазки, систему автоматики, вспомогательную аппаратуру (обычно в едином агрегате), второй группы — компрессор, привод, систему смазки, систему автоматики, комплект вспомогательной аппаратуры, трубопроводов и арматуры.

Холодильные машины с центробежными компрессорами применяют в широком диапазоне низких температур (от условий кондиционирования воздуха до —120° С) в химической и нефтеперерабатывающей промышленности при производстве синтетического каучука и спирта, для сжижения газов, кристаллизации солей и т. д.; в установках кондиционирования воздуха в цехах промышленных предприятий, глубоких угольных шахтах, больших административных, общественных и торговых зданиях; в холодильных установках пищевой промышленности; в судовых холодильных установках; в качестве тепловых насосов для отопления производственных, общественных и жилых зданий, машинных залов и служебных помещений гидроэлектростанций; в экспериментальных установках различного назначения.

Холодильные машины и установки с центробежными компрессорами применяют главным образом для больших холодопроизводительностей. Наименьшая холодопроизводительность их определяется целесообразным минимальным расходом холодильного агента при выходе из последнего колеса. Для современных фреоновых компрессоров этот расход можно принять равным примерно 0,165 м³/с, что соответствует диаметру рабочего колеса D_2 (см. рис. III-1), равному 250 мм. Тогда наименьшая холодопроизводительность холодильных машин промышленного типа при стандартных условиях составит при работе на R12 700 кВт, на R11 160 кВт и на R113 85 кВт (при условиях кондиционирования воздуха эти цифры мало изменятся). Оптимальную нижнюю границу холодопроизводительности при серийном производстве холодильных машин с центробежными компрессорами назначают с учетом верхней границы холодопроизводительности машин других типов (поршневых и винтовых). Наибольшая холодопроизводительность холодильных машин с центробежными компрессорами в зависимости от вида холодильного агента достигает в современных конструкциях 20 тыс. кВт при стандартных условиях.

По сравнению с наиболее распространенными поршневыми центробежные компрессоры имеют следующие преимущества [13]: меньшие масса и габариты при одинаковой холодопроизводительности; простота устройства, надежность и безопасность; отсутствие неуравновешенных инерционных сил и связанная с этим возможность использования легких фундаментов; равномерность вытекающей струи пара, отсутствие смазочного масла в холодильном агенте; возможность осуществления циклов с многоступенчатым сжатием паров и дросселированием жидкости и циклов с несколькими температурами кипения; возможность непосредственного соединения с быстроходным двигателем (паро-

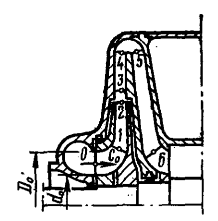
[1] Более подробную классификацию см. в табл. III-3.

вой или газовой турбиной, высокочастотным электродвигателем); сравнительная простота регулирования холодопроизводительности в широких пределах.

Недостатки центробежных холодильных компрессоров проявляются особенно при небольших холодопроизводительностях. Малые компрессоры имеют высокую частоту вращения — 0,5 ÷ 1,66 тыс. $с^{-1}$ (30 ÷ 100 тыс. об/мин), что связано с применением специального привода или многоступенчатой повышающей передачи. Кроме того, КПД малых центробежных машин существенно ниже, чем у поршневых. Тем не менее центробежные холодильные компрессоры иногда применяют и при малых холодопроизводительностях (40—50 кВт), особенно там, где необходимы компактность, малая масса, хорошая уравновешенность, надежность и др.

По сравнению с воздушными и газовыми холодильные центробежные компрессоры имеют следующие особенности. Холодильные компрессоры имеют меньшую объемную производительность (обычно от 0,55 до 5,5 $м^3/с$), лишь в отдельных случаях всасываемый объем достигает 20 $м^3/с$, процесс сжатия, как правило, более сложный (с различным расходом холодильного агента в каждой секции или ступени). В заданном диапазоне изменения температур кипения и конденсации компрессор должен обеспечить все режимы работы, т. е. степень повышения давления может существенно меняться. Система регулирования компрессора должна гарантировать эффективную работу в пределах изменения холодопроизводительности от 100 до 30%. Процесс сжатия протекает вблизи пограничной кривой пара, т. е. в области, где законы и уравнения идеального газа теряют силу. При сжатии тяжелых рабочих веществ (фреонов) числа Маха $M_u = u_2/a$ значительно выше, чем в стационарных воздушных и газовых компрессорах; при этом в одной ступени достигается высокая степень повышения давления (до 3,2) и сильно уменьшается объем сжимаемых паров.

Впервые холодильные машины с центробежными компрессорами появились в 1922 г., когда фирма «Кэрриэр» (США) начала выпускать машины этого типа, работавшие на дихлорметане и дихлорэтилене. Несколько позднее (в 1926 г.) фирмой «Броун—Бовери» были построены аммиачные холодильные машины с центробежными компрессорами. С 30-х годов в холодильных машинах с центробежными компрессорами применяют преимущественно фреоны. В настоящее время, кроме фреонов используют также аммиак, пропан-пропиленовую смесь, этилен, этан и метан. В СССР центробежные холодильные компрессоры, работающие на R12, аммиаке,



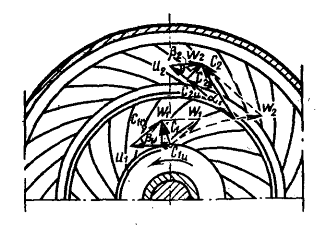


Рис. III-1. Ступень центробежного компрессора:

0 — вход в ступень; *1, 2* — вход в рабочее колесо и выход из него; *3, 4* — вход в диффузор и выход из него; *5, 6* — вход в направляющий аппарат и выход из него.

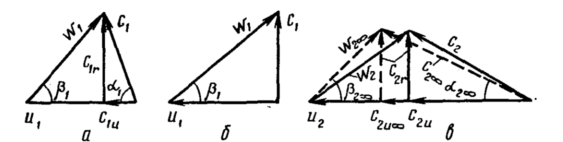


Рис. III-2. Треугольники скоростей входа и выхода рабочего колеса:

а, б — треугольники скоростей входа (*а* — при $\alpha_1<90°$; *б* — при $\alpha_1=90°$); *в* — треугольник скоростей выхода.

и пропане, изготовляет с 1960 г. Казанский компрессорный завод.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ

Совокупность элементов компрессора, по которым движется основной поток газа, называют проточной частью. Проточная часть состоит из одной или нескольких ступеней. Ступень компрессора (рис. III-1) включает в себя рабочее колесо, диффузор и улитку (либо сборную камеру) или обратный направляющий аппарат (в многоступенчатых машинах). В состав первой ступени компрессора или секции[1] входит также всасывающая камера. Ступени отделены одна от другой диафрагмами с лабиринтными уплотнениями.

Сжимаемый газ подводится к всасывающей камере (входному патрубку) компрессора и затем поступает в каналы, образованные лопатками вращающегося рабочего колеса. Под действием центробежной силы газ отбрасывается к периферии рабочего колеса. При движении в колесе повышается давление и

[1] Секцией называют группу ступеней (например, от всасывания до промежуточного охлаждения или до промежуточного всасывания).

увеличивается скорость газа. Рабочее колесо является единственным элементом ступени, в котором к газу подводится энергия. В диффузорах, а также в других неподвижных элементах ступени происходит лишь преобразование кинетической энергии в потенциальную.

При течении газа в рабочем колесе его абсолютная скорость c является векторной суммой переносной (окружной) скорости u и относительной w (рис. III-2).

Удельная затрата работы[1] в колесе с бесконечно большим количеством лопаток определяется уравнением Эйлера

$$l_{Э\infty} = u_2 c_{2u\infty} - u_1 c_{1u\infty}.$$

При отсутствии лопаток, закручивающих поток перед колесом, осуществляется радиальный вход газа в колесо и в треугольнике скоростей входа $\alpha_1 = 90°$ (рис. III-2, *б*). Тогда $c_{1u\infty} = 0$ и

$$l_{Э\infty} = u_2 c_{2u\infty} = \varphi_{2\infty} u_2^2,$$

где $\varphi_{2\infty} = \frac{c_{2u\infty}}{u_2}$ — коэффициент закручивания.

При конечном числе лопаток в каналах колеса возникает вращательное движение газа в направлении, обратном вращению колеса (осевой вихрь), что приводит к изменению вида треугольников скоростей и уменьшению работы, передаваемой колесом газу. В этом случае

$$l_Э = u_2 c_{2u} = \mu l_{Э\infty} = \mu\varphi_{2\infty} u_2^2 = \varphi_2 u_2^2,$$

где $\mu = \frac{c_{2u}}{c_{2u\infty}} = \frac{\varphi_2}{\varphi_{2\infty}} = \frac{l_Э}{l_{Э\infty}}$ — коэффициент уменьшения работы, который часто называют также коэффициентом циркуляции.

По формуле А. Стодолы

$$\mu = 1 - \frac{\pi \sin\beta_{2л}}{z_2\varphi_{2\infty}},$$

где $\beta_{2л}$ — выходной угол и z_2 — число лопаток рабочего колеса на диаметре D_2.

Обычно расчетные значения μ составляют 0,84—0,88. Для колес насосного типа[2] значения μ определяют по формуле К. Пфлейдера, а для осерадиальных — по формуле П. К. Казанджана [11].

Эффективность работы ступени характеризуется газодинамическим КПД η_h, политропным $\eta_{пол}$ и внутренним η_0.

Работа $l_э$ расходуется на сжатие и перемещение газа, изменение его кинетической энергии и преодоление газодинамических потерь от трения и вихреобразования в проточной части ступени. Эти потери учитываются газодинамическим КПД

$$\eta_h = \frac{l_Э - \sum\Delta l_{пр.ч}}{l_Э} = 1 - \frac{\sum\Delta l_{пр.ч}}{l_Э}.$$

Для расчетных режимов $\eta_h = 0{,}82 \div 0{,}88$. Эффективная работа

$$l_{эф} = \eta_h l_Э = \mu\varphi_{2\infty}\eta_h u_2^2 = \psi u_2^2,$$

где ψ — коэффициент напора; $\psi = \mu\varphi_{2\infty}\eta_h$.

Кроме потерь в проточной части в ступени есть еще два вида потерь: от трения дисков рабочих колес с наружной стороны их $\Delta l_{тр}$ и от перетеканий через лабиринтные уплотнения $\Delta l_{пер}$. Относительную величину [9] потерь от трения дисков (в %) определяют по формуле

$$\beta_{тр} = \frac{\Delta l_{тр}}{l_Э} = \frac{17{,}2}{10^3\bar{b}_2\varphi_2\varphi_{2r}\tau_2},$$

где $\bar{b}_2 = \frac{b_2}{D_2}$ — относительная ширина рабочего колеса;

$\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ — коэффициент расхода по выходу из ступени;

τ_2 — коэффициент, учитывающий уменьшение выходной площади колеса из-за наличия лопаток.

Относительная величина потерь от перетеканий

$$\beta_{пер} = \frac{\Delta l_{пер}}{l_Э} = \frac{m_{пер}}{m},$$

где $m_{пер}$ — массовый расход газа, перетекающего через лабиринтные уплотнения (определяют из расчета уплотнений);

m — массовый расход газа, подаваемого ступенью.

Полная затрата работы в ступени с учетом всех потерь, кроме механических,

$$l_0 = (1 + \beta_{тр} + \beta_{пер})\, l_Э = a l_Э.$$

Для первых ступеней обычно коэффициент $a = 1{,}02 \div 1{,}05$.

[1] В дальнейшем слово «удельная» для простоты опускается, однако следует иметь в виду, что работа, обозначенная малой буквой l, относится к 1 кг сжимаемого холодильного агента.

[2] Классификацию колес см. в табл. III-1.

Политропный КПД

$$\eta_{пол} = \frac{l_{пол}}{l} = \frac{\int\limits_1^к v dp}{l},$$

где l — затрата работы в ступени по статическим параметрам;

$$l = i_к - i_1 = l_0 - \Delta к.$$

Изменение удельной кинетической энергии $\Delta к = \frac{c_к^2 - c_1^2}{2}$; индекс $к$ относится к конечному сечению ступени, а индекс 1 — к входу на лопатки рабочего колеса.

Политропная работа $l_{пол} = l_{эф} - \Delta к$.

Для многоступенчатого компрессора средний политропный КПД

$$\eta_{пол\, m} = \frac{\sum m_i l_{пол\, i}}{\sum N_i},$$

где m_i — массовый расход холодильного агента по отдельным ступеням.

Внутренний КПД (по полным параметрам)

$$\eta_0 = \frac{l_{эф}}{l_0}.$$

Внутренний КПД, как и политропный, учитывает все потери в ступени, кроме механических. Эти КПД связаны соотношением

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_{пол}) \frac{l}{l_0} \text{ или } \frac{1 - \eta_0}{1 - \eta_{пол}} = 1 - \frac{\Delta к}{l_0}.$$

Газодинамический и внутренний КПД связаны соотношением

$$\eta_h = \alpha \eta_0 = (1 + \beta_{тр} + \beta_{пер}) \eta_0.$$

При расчете с помощью тепловых диаграмм удобно пользоваться адиабатным КПД

$$\eta_{ад} = \frac{l_{ад}}{l} = \frac{i_{к\, ад} - i_1}{i_к - i_1}.$$

Тогда

$$l_{пол} = l_{ад} \frac{\eta_{пол}}{\eta_{ад}}.$$

Связь адиабатного и политропного КПД для идеального газа характеризуется формулой

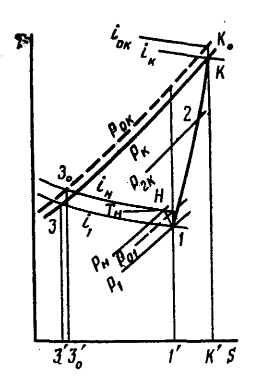


Рис. III-3. Изображение в $s - T$-диаграмме процесса сжатия в ступени центробежного компрессора.

$$\eta_{ад} = \frac{\pi_к^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_к^{\frac{k-1}{k\eta_{пол}}} - 1}.$$

При $\pi_к \leqslant 3$ для фреонов $\frac{\eta_{пол}}{\eta_{ад}} = 1{,}01 \div 1{,}03$, для аммиака $\frac{\eta_{пол}}{\eta_{ад}} = 1{,}02 \div 1{,}05$.

Для холодильных центробежных компрессоров расчетные значения $\eta_{пол}$ составляют 0,78—0,82.

Процесс сжатия в ступени в s—T-диаграмме показан на рис. III-3. Точка H соответствует начальному состоянию холодильного агента перед входом в компрессор. Процесс расширения протекает по политропе H—1 вследствие возрастания скорости потока холодильного агента и наличия потерь на пути от входа в компрессор до входа на лопатки рабочего колеса. При малых потерях этот процесс приближенно можно считать протекающим по изоэнтропе (тогда полное давление входа $p_{01} = p_н$). Процессы сжатия в рабочем колесе (процесс 1—2), в диффузоре и улитке (процесс 2—K) протекают по политропам с увеличением энтропии вследствие потерь. Потери в проточной части, а также от трения дисков и перетеканий характеризуются площадкой под линией процесса сжатия 1—2—$к$. Политропная работа $l_{пол}$ представлена площадью $1'$—1—2—K—3—$3'$. Затрате работы по статическим параметрам $l = i_к - i_1$ соответствует площадь под отрезком изобары K—3, а работе по полным параметрам $l_0 = i_{0к} - i_н$ — под отрезком изобары K_0 — 3_0.

Пользуясь значениями эффективной работы и КПД, можно подсчитать степень повышения давления. Степень повышения давления в ступени по полным параметрам при сжатии идеального газа

$$\pi_{0к} = \frac{p_{0к}}{p_{01}} = \left(1 + \frac{l_{эф}}{\sigma_0 R T_{01}}\right)^{\sigma_0} = \left(1 + \frac{k-1}{\eta_0} \psi M_u^2\right)^{\sigma_0},$$

где $M_u = \frac{u_2}{a_{01}}$ и $\sigma_0 = \frac{k}{k-1} \eta_0$.

Здесь $T_{01} = T_н$ и $a_{01} \approx a_н$.

Степень повышения давления по статическим параметрам

$$\pi_к = \frac{p_к}{p_1} \approx \left[1 + \frac{k-1}{\eta_{пол}} \psi M_u^2\right)^{\sigma}.$$

Здесь

$$M_u = \frac{u_2}{a_1} \text{ и } \sigma = \frac{k}{k-1} \eta_{пол}.$$

Для реального газа скорость звука

$$a = \sqrt{k_v R z T},$$

где k_v — объемный показатель адиабаты и z — коэффициент сжимаемости.

Зависимость степени повышения давления в ступени $\pi_к$ от числа M_u приведена на рис. III-4. Как видно из рис. III-4, при M_u = idem показатель адиабаты мало влияет на $\pi_к$. Наибольшее допустимое (по газодинамическим условиям) значение M_u не зависит от рода сжимаемой среды и составляет 1,3—1,5. При увеличении числа M_u возрастают числа M_{w1} и M_{c3} и потери в ступени.

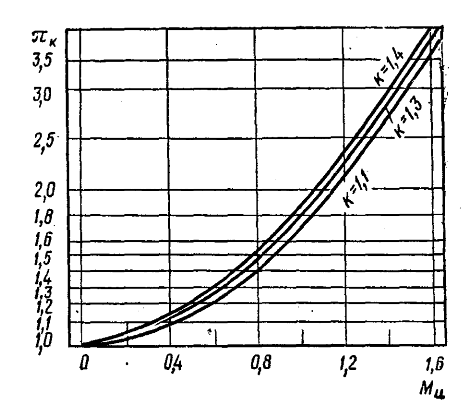


Рис. III-4. Зависимость степени повышения давления в ступени от числа M_u при $\psi=0,5$ и $\eta_{пол}=0,8$.

Кроме того, для легких холодильных агентов окружные скорости u_2 ограничены пределом прочности материалов рабочих колес. Так, при $M_u = 1,4$ и температуре кипения $t_0 = -15°$ С окружная скорость для аммиака $u_2 = 550$ м/с (для R12 $u_2 = 190$ м/с). Современные легированные стали при обычных конструкциях колес допускают повышение u_2 до 300 м/с, а титановые сплавы — до 450 м/с.

В холодильных центробежных компрессорах применяют рабочие колеса (табл. III-1) с выходными углами лопаток $\beta_{2л}$, которые составляют от 15 до 90°.

Краткая характеристика основных типов ступеней холодильных центробежных компрессоров и область применения их даны в табл. III-2.

В холодильных центробежных компрессорах наиболее часто применяют безлопа-

Таблица III-1

Классификация и основные параметры рабочих колес

Колесо	Выходной угол лопаток $\beta_{2л}$, град	Входной угол лопаток $\beta_{1л}$, град	Число лопаток z	Оптимальный коэффициент расхода φ_{2r}	Коэффициент напора ψ
Насосное	15—32	18—25	6—14	0,1—0,2	0,45—0,55
Компрессорное	35—80	30—35	14—28	0,2—0,35	0,55—0,65
С радиально-оканчивающимися лопатками	90	30—35	22—28	0,28—0,35	0,65—0,7
Осерадиальное (авиационное)	60—90	30—35	20—30	0,3—0,4	0,65—0,7

Таблица III-2

Основные типы ступеней

Эскиз	Состав ступени	Область применения
	Рабочее колесо осерадиального типа, закрытое или полуоткрытое ($\beta_{2л} = 90°$). Диффузор лопаточный с начальным безлопаточным участком, улитка	Холодильные агенты — фреоны. $M_u > 1$; $M_{c2} < 1$. Одноступенчатые компрессоры (водоохлаждающие машины) или (без улитки) первые ступени в многоступенчатом компрессоре
	Рабочее колесо радиального типа ($\beta_{2л} = 20 \div 80°$). Диффузор безлопаточный ($b_3 = b_2$, суженный или профилированный), лопаточный обратный направляющий аппарат	Холодильные агенты — фреоны, пропан, этан. $M_u > 1$; $0,8 < M_{c2} < 1$. Многоступенчатые компрессоры[1]
	Рабочее колесо радиального типа ($\beta_{2л} = 30 \div 90°$). Лопаточный диффузор, обратный направляющий аппарат	Холодильные агенты—аммиак, пропан, этан. $M_u < 1$; $M_{c2} < 1$. Многоступенчатые компрессоры[1]
	Рабочее колесо радиального типа ($\beta_{2л} = 15 \div 45°$). Малоканальный диффузор и обратный направляющий аппарат	Холодильный агент — аммиак. $M_u < 1$; $M_{c2} < 0,8$. Многоступенчатые компрессоры[2]

[1] Концевые ступени оканчиваются улиткой или сборной камерой.

[2] Концевые ступени оканчиваются бездиффузорной улиткой или улиткой с укороченным диффузором.

точные диффузоры, так как изменение степени повышения давления в зависимости от расхода у ступени и компрессора с такими диффузорами имеет более пологий характер, что важно для компрессоров с переменными режимами работы; КПД лопаточных диффузоров более высокий, но характеристики более крутые. Такие диффузоры применяют для колес с большими углами лопаток $\beta_{2л}$, где велика скорость выхода из колеса c_2.

Безлопаточные диффузоры выполняют такой же ширины, как и рабочие колеса, или более узкими — $(0,7-0,8)b_2$. В результате сужения диффузора улучшается структура потока при входе в диффузор и повышается его КПД. Лопаточные диффузоры выполняют на 20—30% шире, чем рабочее колесо. Лопаточному диффузору предшествует короткий безлопаточный ($D_3/D_2 = 1,20 \div 1,25$).

Непосредственно за концевыми рабочими колесами насосного типа устанавливают улитки (без диффузора). Улитки выполняют внешними (трапециевидные, круглые или грушевидные) либо внутренними в пределах цилиндрического корпуса машины. Часто вместо улиток применяют внутренние сборные камеры.

От параметров рабочих колес зависит вид характеристик ступени. Характеристики ступени представляют в виде зависимости КПД η и коэффициента напора ψ от коэффициента расхода по входу или выходу из колеса. Типичные для центробежного холодильного компрессора характеристики ступени показаны на рис. III-5.

На максимальное значение КПД ступени (η_h, $\eta_{пол}$, η_0) влияют многие факторы, наиболее важными из которых являются тип рабочего колеса (углы входа и выхода, число лопаток) и его относительная ширина b_2/D_2, тип и форма диффузора, числа $M(M_{w1}$, M_{c2}, $M_u)$, числа Re для отдельных элементов проточной части, показатель адиабаты k, а также форма, соотношение размеров, чистота стенок и плавность очертаний всей проточной части.

Входной угол лопаток $\beta_{1л}$. КПД ступени достигает максимальных значений при $\beta_{1л}$ около 32°. Это связано с тем, что наименьшей относительной скорости w_1 в треугольнике скоростей входа соответствует угол $\beta_1 = 32 \div 34°$ [12].

При проектировании рабочих колес компрессорного и авиационного типов входной угол лопаток часто принимают равным 32°, колес насосного типа — 20—25°.

Выходной угол лопаток $\beta_{2л}$. С увеличением угла максимальный КПД ступени снижается вследствие увеличения скорости c_2 в треугольнике скоростей при выходе из колеса

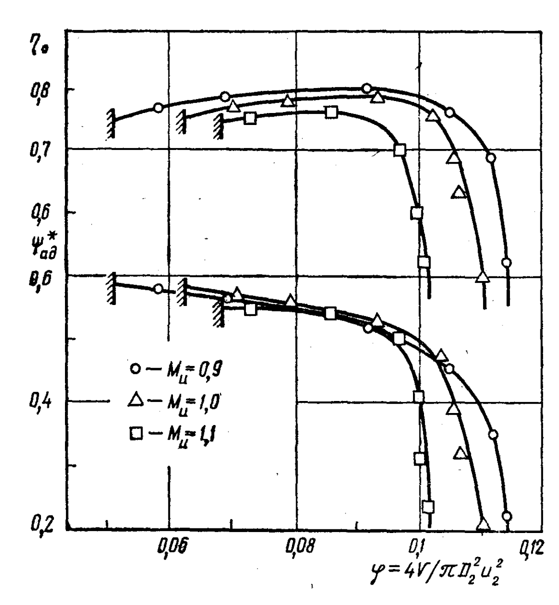


Рис. III-5. Характеристики ступени холодильного центробежного компрессора с безлопаточным диффузором при работе на R12.

и увеличения доли диффузора в общем повышении статического давления в ступени (КПД диффузора ниже, чем у колеса). Кроме того, уменьшению КПД способствует увеличение числа M_{c3} при входе в диффузор. Однако у колес с высокими значениями $\beta_{2л}$ больше коэффициенты напора, что является их преимуществом.

Число лопаток z. Оптимальное количество лопаток должно быть таким, чтобы обеспечить хорошую организацию потока в каналах рабочего колеса и уменьшить влияние осевого вихря, из-за которого снижается коэффициент циркуляции μ. Количество лопаток, соответствующее максимальному значению КПД, зависит от типа рабочего колеса (см. табл. III-1).

Относительная ширина рабочего колеса b_2/D_2. При малом значении этого соотношения, т. е. в узких колесах, велика поверхность трения по отношению к массе протекающего газа, при большом — нарушается плоский характер потока. В обоих указанных случаях снижается газодинамический КПД η_h. Оптимальные значения b_2/D_2 составляют около 0,04—0,06. Особенно существенно КПД снижается в колесах, у которых $\frac{b_2}{D_2} < 0,02$, поэтому применения таких колес следует избегать. В узких колесах

политропный и внутренний КПД уменьшаются не только вследствие снижения η_h, но и в связи с увеличением $\beta_{тр}$ и $\beta_{пер}$. Но коэффициент напора ψ в таких колесах несколько возрастает.

Числа M_{w1}, M_{c2}, M_u. С увеличением чисел M_{w1} и M_{c2} и приближением их к единице резко возрастают потери при обтекании решеток вследствие появления волнового сопротивления и местных скачков уплотнения. Значения чисел M_{w1} и M_{c2} не должны быть больше, чем 0,85—0,90. Иногда допускают $M_{c2} > 1$ при безлопаточном диффузоре, где скачки уплотнения не возникают, а в отдельных случаях и при лопаточном, но в безлопаточном участке эту величину снижают до $M_{c3} < 1$.

Увеличение числа M_u оказывает на КПД косвенное влияние в связи с возрастанием чисел M_{w1} и M_{c2}. Характер влияния числа M_u на КПД зависит от типа рабочего колеса. Уровень числа M_u сильно влияет на форму всех характеристик ступени, что объясняется, в частности, изменением сжимаемости.

Число Re. В случае, если число Re становится ниже некоторого граничного значения, увеличиваются коэффициенты потерь трения, что приводит к уменьшению КПД ступени. Обычно пользуются условным числом $\mathrm{Re}_u = \dfrac{u_2 D_2}{\nu}$, что допустимо только для однотипных компрессоров, так как в разнотипных при $\mathrm{Re}_u = \mathrm{idem}$ истинные значения местных чисел Re могут значительно отличаться. Для стационарных компрессоров граничное значение числа Re_u принимают равным $5 \cdot 10^6$.

Для оценки влияния числа Re на КПД пользуются формулой

$$\frac{1 - \eta_{\text{прк}}}{1 - \eta_{\text{прт}}} = a + b\left(\frac{\mathrm{Re}_{u\,\text{прт}}}{\mathrm{Re}_{u\,\text{прк}}}\right)^n.$$

Численные значения a, b и n, по данным различных авторов, значительно различаются [12]. В качестве усредненных значений можно принимать $a = 0{,}5$; $b = 0{,}5$; $n = 0{,}2$.

В холодильных центробежных компрессорах обычно $\mathrm{Re}_u > 5 \cdot 10^6$.

Показатель адиабаты. Влияние показателя адиабаты на КПД при сжатии различных газов в одном и том же компрессоре проявляется через изменение сжимаемости, а также вида треугольников скоростей входа и выхода из колеса. Следствием этого изменения являются нарушение условий подобия процессов сжатия и, как правило, снижение КПД при сжатии вещества с показателем адиабаты, существенно отличающимся от того, для которого спроектирован компрессор.

Критерии подобия. Степень повышения давления $\pi_к$, коэффициент мощности $\overline{N}$ и КПД η_0 (а также другие КПД) являются функциями следующих четырех безразмерных критериев подобия:

коэффициент расхода по входу $\varphi = \dfrac{4V}{\pi D_2^2 u_2}$

или выходу $\varphi_{2r} = \dfrac{c_{2r}}{u_2}$; число $M_u = \dfrac{u_2}{a_н}$;

условное число $\mathrm{Re}_u = \dfrac{u_2 D_2}{\nu}$;

показатель адиабаты k.

При равенстве указанных критериев подобия в данном или геометрически подобных компрессорах процессы сжатия различных рабочих веществ с различными начальными состояниями приближенно будут подобными. Одновременное равенство всех критериев подобия далеко не всегда возможно, но равенство чисел Re_u не обязательно, если для рассматриваемых случаев они больше граничной величины.

Подобие процессов сжатия включает в себя подобие полей давлений и температур, а также кинематическое подобие. Иначе говоря, для всех компрессоров, в которых процессы сжатия подобны, степени повышения давления и отношения температур (для всего компрессора или отдельных его ступеней) будут одинаковыми, а треугольники скоростей в соответственных сечениях различных компрессоров подобными. Одинаковыми будут также все КПД, коэффициенты напора ψ и другие безразмерные характеристики.

Если показатели адиабат для двух случаев сжатия не равны, то можно осуществить лишь кинематическое подобие для точки, выбранной на характеристике прототипа. В этом случае числа M_u также не равны, и соотношение их определяется из условий кинематического подобия [11, 12].

В холодильных центробежных компрессорах теорию подобия применяют к отдельным ступеням, а также к неохлаждаемым компрессорам, в которых массовый расход холодильного агента не меняется от ступени к ступени. Если последнее условие не соблюдается, то результаты, получаемые с помощью теории подобия, будут существенно менее достоверными.

ОСНОВЫ РАСЧЕТА

При расчете многоступенчатых компрессоров вначале выбирают холодильный агент, вид цикла, а затем назначают число ступеней, устанавливают предварительно промежуточные давления и определяют массовые

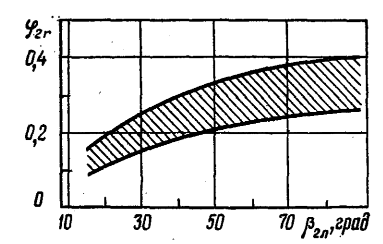


Рис. III-6. Расчетные значения коэффициентов расхода φ_{2r} в зависимости от угла лопаток рабочего колеса $\beta_{2л}$.

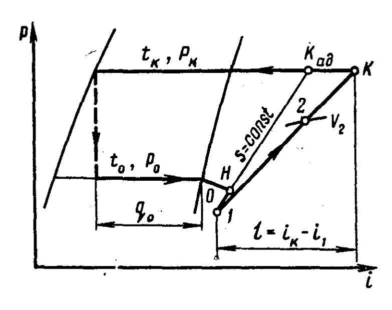


Рис. III-7. Цикл холодильной машины с одноступенчатым сжатием в i — p-диаграмме.

расходы холодильного агента по ступеням (секциям).

Выбор холодильного агента определяется главным образом заданными температурами t_0 и $t_к$, а также требуемой холодопроизводительностью Q_0.

Диаметры всех рабочих колес обычно принимают одинаковыми. Рабочие колеса первых ступеней выполняют с большими углами лопаток $\beta_{2л}$ (до 90°), последующие колеса выполняют с меньшими углами $\beta_{2л}$, а последние — насосного типа ($\beta_{2л} = 15 \div 32°$). В связи со значительным уменьшением объема сжимаемого газа при переходе от первой ступени к последующим постепенно уменьшают коэффициент расхода φ_{2r}, чтобы по возможности не допустить слишком низких значений b_2/D_2 в последних ступенях. На рис. III-6 (с помощью которого можно выбирать значения коэффициентов φ_{2r} для расчета) нижняя граница относится к ступеням с лопаточным диффузором, а верхняя — с безлопаточным.

Установив тип колеса в каждой ступени, определяют коэффициенты напора для них. Затем находят окружную скорость, диаметр D_2 первого колеса и частоту вращения компрессора. После этого определяют степень повышения давления в ступенях и проверяют правильность принятого ранее распределения промежуточных давлений.

Ниже приведен примерный порядок расчета одноступенчатого холодильного центробежного компрессора с использованием рекомендуемых соотношений размеров ступени, скоростей потока и рабочих коэффициентов ($\eta_{пол}$, $\eta_{ад}$, η_h, ψ и др.), достижимых для принятого типа ступени в расчетной точке (вблизи максимума КПД).

После выбора холодильного агента и вида цикла (рис. III-7) расчет более удобно вести с помощью i—p или s—T-диаграммы для холодильного агента. При отсутствии диаграмм пользуются таблицей паров и уравнением состояния.

Положение начальной точки H (перед входом во всасывающую камеру компрессора) определяют по величине перегрева и потери давления во всасывающем трубопроводе. Энтальпию в точке 1 (после входа на лопатки рабочего колеса) находят из уравнения

$$i_1 = i_н - \frac{c_1^2 - c_н^2}{2}.$$

Положение точки 1 на изоэнтальпе i_1 зависит от потерь при входе. Если ими пренебречь, точка 1 будет лежать на пересечении изоэнтальпы i_1 с изоэнтропой $s_н$. Скорость c_1 в предварительном расчете для тяжелых холодильных агентов выбирают из соотношения $c_1 \approx (0{,}50 \div 0{,}55)\, M_{w1}\, a_1$, где M_{w1} назначают в пределах 0,75—0,85 и a_1 (скорость звука) определяют по состоянию в точке 1.

Для легких холодильных агентов $c_1 \approx$ $\approx 0{,}35\ u_2$.

Далее определяют адиабатную работу сжатия

$$l_{ад} = i_{к.ад} - i_1.$$

Для одноступенчатых компрессоров, выбрав значение политропного КПД $\eta_{пол}$ и определив значение $\eta_{ад}$, находят ψM_u^2 из уравнения

$$\psi M_u^2 = \frac{1}{a_1^2}\left(l_{ад}\frac{\eta_{пол}}{\eta_{ад}} + \frac{c_к^2 - c_1^2}{2}\right),$$

где $c_к$ — скорость выхода из ступени.

Выбрав тип рабочего колеса (угол $\beta_{2л}$) и определив для него коэффициент напора $\psi =$ $= \mu\varphi_{2\infty}\eta_h$, находят значение M_u и затем

$$M_{w1} = M_u\,\frac{\overline{D}_1}{\cos\beta_1},\ \text{где}\ \overline{D}_1 = \frac{D_1}{D_2} = \frac{u_1}{u_2}.$$

Для колес компрессорного и авиационного типов оптимальный угол лопаток на входе $\beta_{1л}$ составляет 30—35°. Часто принимают $\beta_{1л} = 32°$. Для тяжелых холодильных агентов значение M_{w1} не должно превышать 0,85—0,90, а для легких окружная скорость $u_2 = M_u a_1$ должна быть меньше допустимой, ограниченной пределом прочности выбранного материала. В противном случае необходимо изменить тип рабочего колеса, повысив $\beta_{2л}$, или перейти к двухступенчатому сжатию. Выбранную скорость c_1 проверяют по формуле

$$c_1 = \overline{D}_1 u_2 \operatorname{tg} \beta_1 .$$

Коэффициент закручивания $\varphi_{2\infty}$ (в формуле для ψ) находят по формуле

$$\varphi_{2\infty} = 1 - \varphi_{2r} \operatorname{ctg} \beta_{2л}.$$

Положение точки К в конце сжатия определяют из уравнения

$$i_к = i_1 + \frac{l_{ад}}{\eta_{ад}} .$$

Точка 2 на линии процесса сжатия характеризует состояние холодильного агента на выходе из рабочего колеса. Положение ее определяют после построения треугольника скоростей выхода, пользуясь уравнением

$$i_2 = i_1 + l_0 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} .$$

Объемный расход через компрессор рассчитывают по состоянию в точке 0 (см. рис. III-1) при скорости c_0

$$V_0 = \frac{Q_0}{q_0} v_0 = m v_0 ,$$

где $m = \frac{Q_0}{q_0}$ — массовый расход.

Удельные объемы в точках 0 и 1 близки. Диаметр входа в рабочее колесо

$$D_0 = 2 \sqrt{\frac{V_0}{\pi (1 - \xi^2) c_0}} .$$

Для снижения потерь необходимо обеспечить ускорение потока на пути $0—1$, поэтому назначают скорость $c_0 = (0{,}8 \div 0{,}85)\, c_1$.

Соотношение диаметров $\xi = \frac{d_0}{D_0}$ выбирают в пределах 0,4—0,6. В многоступенчатых компрессорах меньшие значения ξ относятся к первым, а бóльшие — к последним колесам.

Диаметр начала лопаток D_1 обычно на 2—5% больше, чем D_0, по технологическим соображениям.

Наружный диаметр рабочего колеса

$$D_2 = \frac{D_1}{\overline{D}_1} ,$$

где $\overline{D}_1$ назначают в пределах 0,48—0,60 (бóльшие значения для первых колес, меньшие — для последних).

Частота вращения колеса

$$n = \frac{u_2}{\pi D_2} .$$

Мощность на валу компрессора

$$N_e = \frac{m l_0}{\eta_м} ,$$

где l_0 — полная затрата работы в ступени.

Ширина рабочего колеса на входе

$$b_1 = \frac{m v_1}{\pi D_1 \tau_1 c_1} .$$

Ширина на выходе

$$b_2 = \frac{m v_2}{\pi D_2 \tau_2 c_{2r}} .$$

Радиальную скорость на выходе из колеса c_{2r} определяют по значению φ_{2r}, принятому ранее. Коэффициенты τ_1 и τ_2 учитывают уменьшение площади входа и выхода из-за наличия лопаток.

Основные параметры рабочего колеса при $\varphi_1 = \frac{c_{1u}}{u_1} = 0$ связаны соотношением

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{\overline{D}_1^3 (1 - \xi^2) \operatorname{tg} \beta_1 k_{v_0}}{4 k_D^2 k_c \varphi_{2r} \tau_2 k_{v_2}} ,$$

где

$$k_{v_0} = \frac{v_н}{v_0} ; \quad k_{v_2} = \frac{v_н}{v_2} ; \quad k_D = \frac{D_1}{D_0} ;$$

$$k_c = \frac{c_1}{c_0} .$$

Расчет неподвижных элементов (диффузоров, улиток, лабиринтных уплотнений и др.) изложен в специальной литературе [9, 11, 12].

В современной практике конструктор при разработке компрессора располагает набором экспериментально отработанных ступеней, характеристики которых используются (в необходимых случаях с применением соотношений теории подобия) при расчете компрессора на заданные условия. Конструктор отбирает ступени, нужные для этих условий.

При проектировании нового компрессора по методу подобия используют характеристики экспериментального прототипа или модели: из равенства чисел M_u находят для него окружную скорость u_2, а из равенства коэффициентов расхода φ (например, для режима максимальных КПД) при заданном объемном расходе V определяют диаметр рабочего колеса D_2 и затем масштабный множитель, одинаковый для соотношения всех идентичных размеров проектируемого и экспериментального компрессоров. Из равенства безразмерных коэффициентов мощности

$$\overline{N} = \frac{4N}{\pi D_2^2 u_2^3 \rho}$$

находят мощность N проектируемого компрессора. Частоту вращения рассчитывают по известным значениям u_2 и D_2. Характеристики компрессора (независимо от числа ступеней) и агрегата рассчитывают с помощью специальных программ на ЭВМ [4].

ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГЕНТЫ И ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ

Требования к холодильным агентам. К холодильным агентам, используемым в центробежных холодильных компрессорах, кроме известных общих требований предъявляют еще и некоторые специальные. К ним относятся большая относительная молекулярная масса, малое отношение давлений конденсации и кипения при заданных температурных границах цикла, низкий показатель адиабаты, в некоторых случаях малая объемная холодопроизводительность.

Применение холодильных агентов с большой относительной молекулярной массой позволяет получить наибольшие возможные (по газодинамическим условиям) степени повышения давления в отдельных ступенях и во всем компрессоре при низких окружных скоростях. Так, для фреонов окружные скорости обычно не превышают 200 м/с, и в одной ступени достигаются степени повышения давления $\pi_к = 2{,}5 \div 3$ перепады температур насыщения 20—30° С, а в некоторых компрессорах и 40° С. При сжатии легких холодильных агентов, например аммиака, для получения такой же степени повышения давления потребовалась бы окружная скорость около 550 м/с. Практически при работе на аммиаке в одной ступени достигаются перепады температур насыщения, равные 6—8° С при $u_2 = 280 \div 300$ м/с. Если рабочие колеса выполнены из титановых сплавов, то при $u_2 = 380 \div 400$ м/с в одной ступени могут быть получены перепады, равные 12—15° С. Так, при $t_0 = -20°$ С и $t = 50°$ С (воздушная конденсация) достаточно иметь пять ступеней.

Малое отношение давлений конденсации и кипения желательно при использовании компрессоров любого типа, но для центробежных (и осевых) компрессоров это требование имеет более существенное значение, чем для объемных, из-за различия принципов сжатия. При низких отношениях давлений конденсации и кипения уменьшается требуемое число ступеней компрессора. Величина этого отношения зависит от нормальной температуры кипения холодильных агентов (см. рис. VII-5). От этой же величины зависит объемная холодопроизводительность холодильных агентов q_v, которая возрастает с понижением нормальной температуры кипения (см. рис. VII-9). Таким образом, применение холодильных агентов с низкими нормальными температурами кипения приводит к уменьшению числа ступеней и радиальных размеров компрессора. С другой стороны, с понижением нормальной температуры кипения увеличивается давление конденсации (и кипения), что требует повышения прочности корпуса компрессора и аппаратов. В связи с этим холодильные агенты высокого давления (с нормальными температурами кипения ниже —50° С) применяют лишь в нижних ветвях каскадных холодильных машин. Однако стремление выполнить центробежный компрессор с малой (для этого типа машин) холодопроизводительностью часто заставляет применять холодильные агенты низкого давления, т. е. с высокими нормальными температурами кипения. Этому способствует также несколько более высокая термодинамическая эффективность этих холодильных агентов.

Применение холодильных агентов с низкими показателями адиабаты обеспечивает низкие конечные температуры сжатия в отдельных ступенях или секциях, в связи с чем отпадает необходимость промежуточного охлаждения холодильного агента, что упрощает компрессор и холодильную машину в целом. В центробежных холодильных компрессорах целесообразно применять в качестве холодильного агента многоатомные вещества, поскольку с повышением атомности вещества показатель адиабаты уменьшается.

В настоящее время в холодильных центробежных компрессорах применяют фреоны R11,

R12, R13, R22, R113 и R114. В установках химической и нефтеперерабатывающей промышленности применяют также аммиак, пропан (или пропан-пропиленовую смесь), этан, этилен и метан. В водоохлаждающих машинах для кондиционирования воздуха используют главным образом R11, R113 и R114. R12 наиболее широко применяют в диапазоне температур кипения от 5 до —70° С. Для машин большой холодопроизводительности применяют и R22.

Несмотря на малую относительную молекулярную массу ($\mu = 17{,}03$), аммиак благодаря хорошим термодинамическим свойствам и дешевизне широко применяют в холодильных машинах с центробежными компрессорами для температур кипения до —35°С, особенно в разветвленных системах непосредственного кипения.

Вследствие взрывоопасности пропан используют в холодильных установках с центробежными компрессорами только там, где он участвует в технологическом процессе производства. В этих установках из-за взрывоопасности не допускается подсос воздуха в систему, поэтому температура кипения не должна быть ниже чем —40° С (нормальная температура кипения пропана —42,1° С).

Углеводороды (этан, этилен и метан), а также R13 применяют только в нижних ветвях каскадных установок для достижения температур кипения от —80 до —150°С.

Влияние свойств холодильных агентов на основные параметры центробежного компрессора. Свойства холодильного агента влияют на такие параметры центробежного компрессора, как окружная скорость, наружный диаметр рабочего колеса, частота вращения вала компрессора и число ступеней.

Наибольшая допустимая окружная скорость (если она не ограничена пределом прочности материала)

$$u_2 = M_u a_1.$$

Откуда вытекает

$$u_2 \sim \sqrt{k_v/\mu}.$$

Влияние молекулярной массы μ холодильных агентов на величину допустимой окружной скорости показано в главе VII (см. рис. VII-18).

Наружный диаметр рабочего колеса

$$D_2 = C_D \sqrt{\frac{Q_0}{M_u q_v k_{v_0}}} \sqrt[4]{\frac{\mu}{z_1 k_v T_н}}.$$

Величина C_D определяется конструкцией колеса и не зависит от рода холодильного агента. Учитывая малое влияние коэффициента сжимаемости z_1, объемного показателя адиабаты k_v и очень слабое изменение коэффициента k_{v_0}, получим, что при $Q_0 =$ $=$idem $D_2 \sim \sqrt{\frac{\sqrt{\mu}}{M_u q_v}}$, т. е. диаметр колеса определяется главным образом принятым значением M_u, объемной холодопроизводительностью q_v и относительной молекулярной массой μ.

Частота вращения вала компрессора

$$n = C_n \sqrt{\frac{M_u^3 q_v k_{v_0}}{Q_0} \left(\frac{z k_v T_н}{\mu}\right)^{3/2}}.$$

Коэффициент C_n, как и C_D, не зависит от рода холодильного агента. Тогда

$$n \sim \sqrt{\frac{M_u^3 q_v}{\mu^{3/2}}}.$$

Зависимость D_2 и n от Q_0 для различных холодильных агентов показана в главе VII (см. рис. VII-19 и VII-17).

Число ступеней компрессора приближенно можно определить по формуле

$$Z = a \frac{\lg p_к/p_0}{\lg \pi_к},$$

Степень повышения давления в одной ступени $\pi_к$ при $M_u =$ idem мало зависит от рода холодильного агента

$$\pi_к = \left(1 + \frac{k-1}{\eta} \psi M_u^2\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Поэтому число ступеней зависит от отношения давлений конденсации и кипения $p_к/p_0$, которое в заданных температурных условиях цикла в свою очередь определяется нормальной температурой кипения холодильного агента. Коэффициент a, несколько больший единицы ($a = 1{,}0 \div 1{,}3$), введен в связи с уменьшением степени повышения давления в ступенях, следующих за первой. Следует учитывать, что при сжатии легких холодильных агентов по условиям прочности рабочих колес значение M_u для них приходится выбирать ниже, чем для тяжелых, в связи с чем число ступеней возрастает.

Выбор холодильного агента в тех случаях, когда он не диктуется требованиями потребителя холода (например, применение пропана, этана, аммиака), определяется главным образом заданными температурными гра-

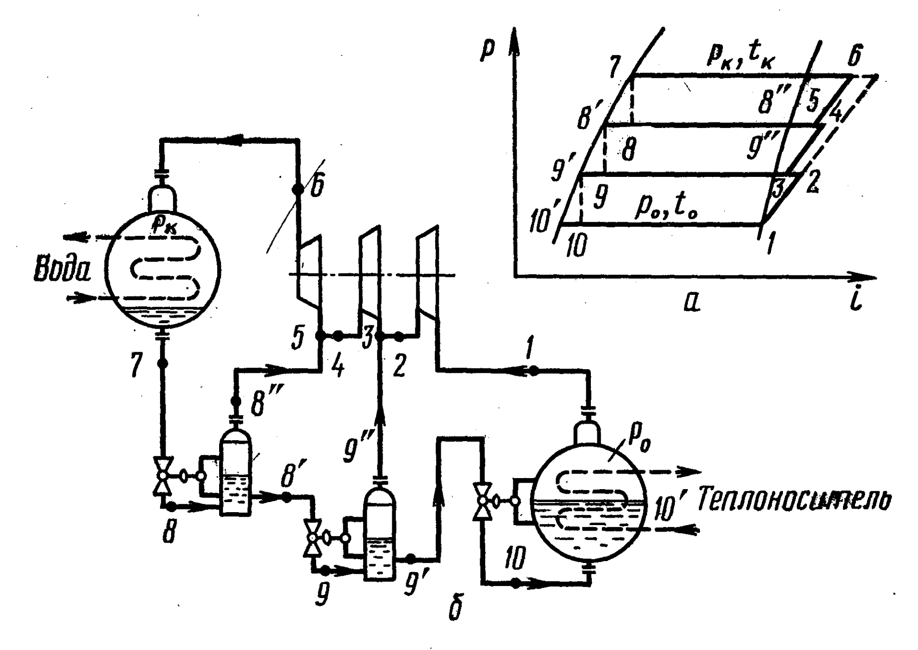


Рис. III-8. Цикл со ступенчатым дросселированием:

а — изображение в *i—p*-диаграмме; *б* — схема холодильной машины. Обозначения характерных точек цикла на диаграмме соответствуют обозначениям точек на схеме.

ницами цикла и величиной холодопроизводительности Q_0. При этом учитывается показанное выше влияние рода холодильного агента на основные параметры компрессора. При малой заданной холодопроизводительности используют холодильные агенты низкого давления (т. е. с низкими значениями q_v), что позволяет избежать применения колес очень малых диаметров и чрезмерного повышения частоты вращения. Все же и при малых Q_0 в современных конструкциях компрессоров все чаще используют холодильные агенты среднего давления.

Термодинамические циклы. В холодильных машинах с центробежными компрессорами используют разнообразные термодинамические циклы. Выбор цикла зависит от теплофизических свойств холодильного агента, а также от температурных границ цикла, числа ступеней сжатия и числа корпусов (секций), наличия внешних источников охлаждения, стоимости оборудования, необходимого для осуществления того или иного варианта сложного термодинамического цикла, и т. п.

При высоких температурах кипения (условия кондиционирования воздуха) в случае использования высоконапорной ступени осуществляют простейший цикл с одноступенчатым сжатием и дросселированием (обычно при работе на R11, R12 или R113). Для этих же условий применяют и двухступенчатое сжатие (обычно при работе на R12), при этом всегда реализуется цикл с двукратным дросселированием холодильного агента. Экономия работы достигается здесь за счет уменьшения количества паров, поступающих после дросселирования холодильного агента в нижнюю ступень, и вследствие частичного охлаждения при смешении паров, поступающих во вторую ступень. В схемах машин последних лет наряду с этим организуется эффективное переохлаждение жидкого холодильного агента в специальной затапливаемой секции конденсатора, на охлаждение которой подается наиболее холодная вода, которая потом охлаждает конденсационные секции [18].

В холодильных машинах с центробежными компрессорами (в отличие от холодильных машин с объемными компрессорами) цикл с внутренней регенерацией теплоты не применяют из-за заметного влияния потерь давления на всасывании на их эффективность и больших размеров регенеративных теплообменников при большой холодопроизводительности машины. Это затрудняет применение холодильных агентов, имеющих большие потери от дросселирования (R502, RC318,

перфторбутан, R12B1 и др.). Использование этих агентов в холодильных машинах с центробежными компрессорами целесообразно при осуществлении цикла со ступенчатым дросселированием (рис. III-8).

С понижением температуры кипения увеличивается требуемое число ступеней и возрастает эффективность промежуточного охлаждения, которое может осуществляться между секциями или корпусами жидким холодильным агентом или комбинированно — сначала водой, а затем холодильным агентом.

Охлаждение сжатого пара жидким холодильным агентом выгодно, если выполняется неравенство

$$K = \frac{\frac{c_p}{r} T_{ох}}{1 - \frac{c'_m}{r}\theta} < 1.$$

Здесь θ — разность температур конденсации $t_к$ и насыщения $t_{пр}$ (соответствующей промежуточному давлению $p_{пр}$);

$T_{ох}$ — температура, до которой должен быть охлажден сжатый пар;

c_p — теплоемкость перегретого пара при давлении $p_{пр}$;

r — теплота парообразования при $p_{пр}$;

c'_m — средняя теплоемкость насыщенной жидкости в интервале температур θ.

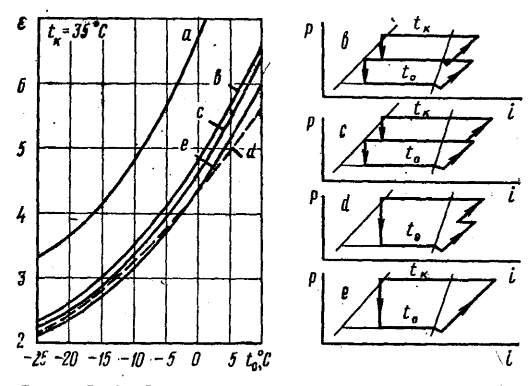


Рис. III-9. Зависимость холодильного коэффициента аммиачной холодильной машины от температуры кипения при различных вариантах цикла:

a — теоретический одноступенчатый цикл; *b* — действительный двухступенчатый цикл с двукратным дросселированием и промежуточным охлаждением пара впрыском жидкости; *c* — действительный двухступенчатый цикл с двукратным дросселированием; *d* — действительный двухступенчатый цикл с однократным дросселированием и промежуточным охлаждением в водяном теплообменнике; *e* — действительный одноступенчатый цикл.

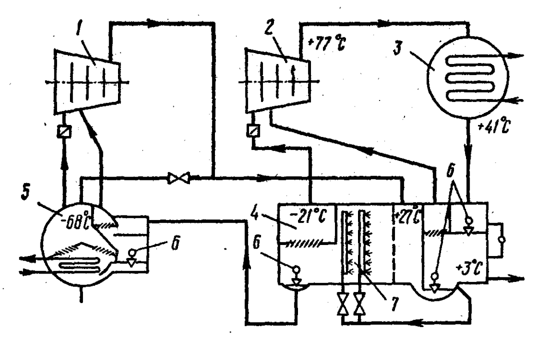


Рис. III-10. Схема фреоновой холодильной машины с двухкорпусным компрессором и полным промежуточным охлаждением (температура кипения —68°С, холодильный агент R12):

1 — корпус низкого давления; *2* — корпус высокого давления; *3* — конденсатор; *4* — промежуточный сосуд; *5* — испаритель; *6* — поплавковые регуляторы уровня; *7* — распылитель жидкого холодильного агента.

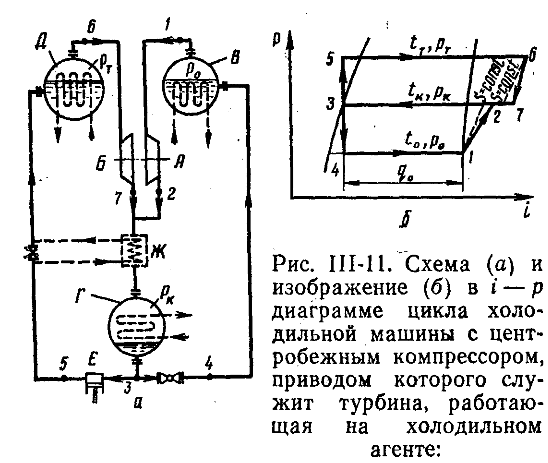


Рис. III-11. Схема (*а*) и изображение (*б*) в $i-p$ диаграмме цикла холодильной машины с центробежным компрессором, приводом которого служит турбина, работающая на холодильном агенте:

А — компрессор; *Б* — турбина; *В* — испаритель; *Г* — конденсатор; *Д* — котел; *Е* — насос; *Ж* — теплообменник. Обозначения точек на схеме соответствуют обозначениям характерных точек цикла на диаграмме.

Величина K в этом уравнении сильно зависит от режима работы [2].

Комбинированное охлаждение эффективно при больших степенях повышения давления и применении холодильных агентов с относительно высоким показателем адиабаты (например, аммиака). Попутно в циклах с комбинированным охлаждением осуществляется ступенчатое дросселирование холодильного агента, которое для фреонов и пропана в отличие от аммиака существенно повышает эффективность цикла.

Влияние различных вариантов термодинамического цикла на эффективность холодильной машины показано на рис. III-9.

Циклы с промежуточным охлаждением осуществляют в случаях, когда сжатие холодильного агента производится в двух или более корпусах (рис. III-10), например при температурах кипения —60 ÷ —80° С.

Для еще более низких температур применяют различные варианты каскадных циклов. В отдельных случаях в зависимости от местных условий и требований потребителя реализуют различные специальные циклы: цикл с циркуляцией холодильного агента, комбинированные циклы с эжектором или абсорбционной холодильной машиной [12], а также теплоиспользующий холодильный цикл (рис. III-11), в котором приводом компрессора служит турбина. В силовом (включающем турбину) и холодильном циклах использован один и тот же холодильный агент. Применение таких циклов целесообразно при наличии бросовой теплоты.

ХАРАКТЕРИСТИКИ И СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Различают следующие характеристики холодильных машин с центробежными компрессорами: внешние характеристики холодильной машины, внешние характеристики компрессора, характеристики отдельных ступеней компрессора.

Под внешними (эксплуатационными) характеристиками понимают зависимости выходных параметров холодильной машины, агрегата или компрессора от условий работы:

для холодильной машины — зависимость Q_0, N_i, N_e, ε от температур теплоносителя на выходе из испарителя и воды (воздуха) на входе в конденсатор при других постоянных параметрах, таких, как расход теплоносителя, воды, воздуха;

для компрессора — зависимость тех же величин и КПД от температур кипения t_0 и конденсации $t_к$ холодильного агента.

Характеристики ступеней отражают внутренние процессы в компрессоре и представляют собой зависимости безразмерных параметров, характеризующих напор, затрачиваемую работу и эффективность (или относительные потери), от безразмерного расхода и являются основой характеристик компрессора и холодильной машины.

Заданные условия работы ступени — расход, давление и температура на входе, окружная скорость — определяют рабочую точку на безразмерных характеристиках и

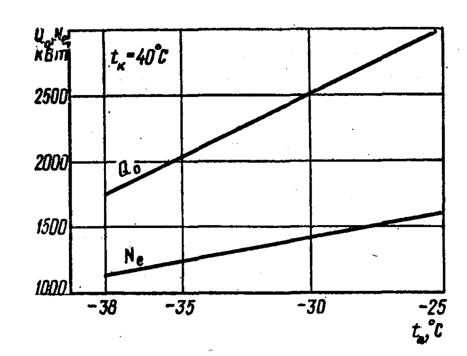


Рис. III-12. Внешняя характеристика четырехступенчатого пропанового центробежного компрессора.

размерные параметры (давление, температуру) на выходе из ступени.

Внешние характеристики компрессора (рис. III-12) можно рассматривать как результат взаимодействия характеристик ступеней и параметров термодинамического цикла (расходов, параметров состояния рабочего вещества в характерных точках) в соответствии с выбранной принципиальной схемой агрегата.

Внешние характеристики холодильной машины с центробежным компрессором получаются в результате совмещения внешних характеристик компрессора (агрегата) с характеристиками теплообменных аппаратов (испарителей, конденсаторов) [12].

Холодильные машины с центробежными компрессорами работают в условиях переменных нагрузок потребителя (переменной холодопроизводительности) и переменных температурных режимов. В связи с этим необходимо регулирование, которое обеспечивает соответствие между холодопроизводительностью и тепловым потоком от потребителя и поддержание температур охлаждения в заданных пределах.

В промышленных холодильных установках, в которых отдельные компрессорные агрегаты подключаются к общему коллектору на стороне всасывания и нагнетания, регулирование практически осуществляется при $t_к$ = const и t_0 = const. Система регулирования в таких установках поддерживает давление всасывания компрессора (т. е. t_0), а изменение расхода холодильного агента, подаваемого отдельным компрессором, не оказывает заметного влияния на температуру $t_к$.

В водоохлаждающих (рассолоохлаждающих) машинах, оснащенных индивидуальными испарителями и конденсаторами, си-

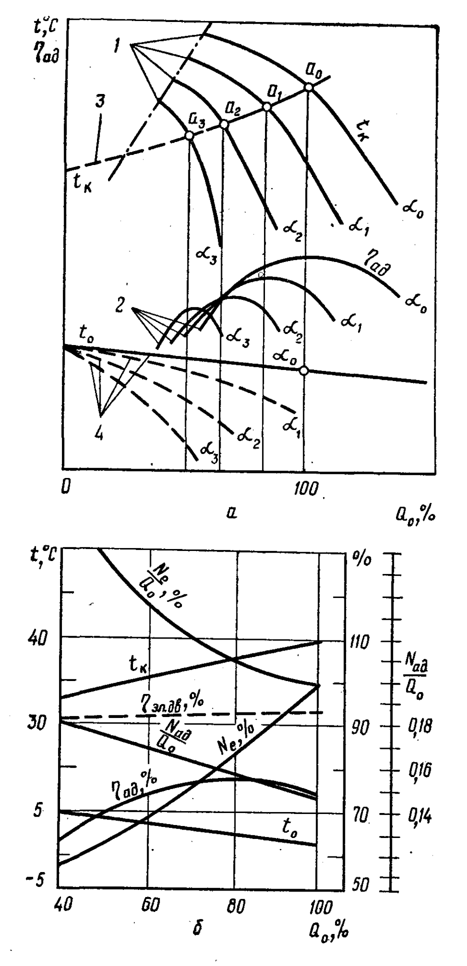


Рис. III-13. Характеристики при регулировании дросселированием на всасывании:

а — отдельных элементов холодильной машины с центробежным компрессором (*1*, *2* — компрессора при различных положениях дроссельной заслонки, характеризуемых углом α; *3* — конденсатора; *4* — испарителя; a_0, a_1, a_2, a_3 — рабочие точки); *б* — холодильной машины в рабочих точках.

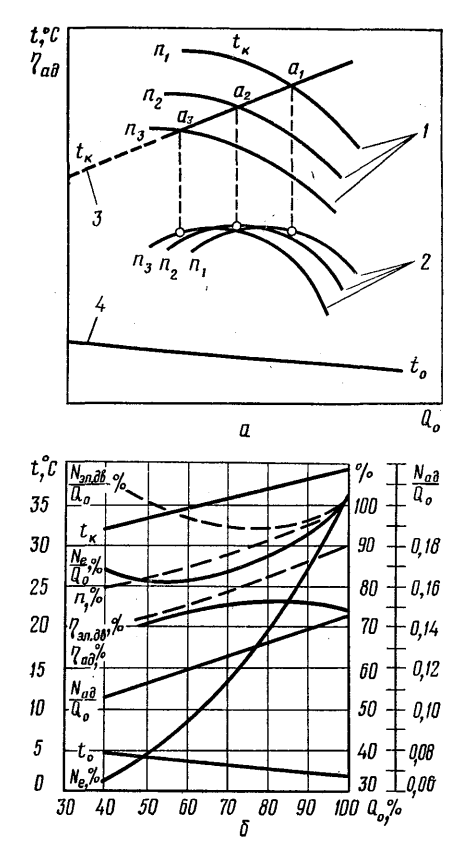


Рис. III-14. Характеристики при регулировании изменением частоты вращения:

а — отдельных элементов холодильной машины с центробежным компрессором (*1*, *2* — компрессора при различных частотах вращения, *3* — конденсатора, *4* — испарителя; a_1, a_2, a_3 — рабочие точки); *б* — холодильной машины в рабочих точках.

стема регулирования, как правило, поддерживает температуру теплоносителя на выходе из испарителя постоянной. Постоянными являются также температура воды на входе в конденсатор и расходы теплоносителя и воды. В этих условиях в результате процесса установления равновесного состояния, который можно рассматривать как взаимодействие внешних регулировочных характеристик компрессора с характеристиками испарителя и конденсатора, получают экономию энергии за счет снижения $t_к$ и повышения t_0 при уменьшении теплового потока в аппаратах. В этих аппаратах изменение $t_к$ и t_0 возможно в пределах части средней логарифмической разности температур, которая при полной нагрузке составляет 6—10° С. На рис. III-13 и III-14 показано совмещение внешних регулировочных характеристик компрессора в виде $t_к = f(Q_0)$ с характеристиками теплообменных аппаратов, а также изменение всех основных показателей работы холодильной машины в зависимости от холодопроизводительности с учетом изменения t_0 и $t_к$.

Способы регулирования разделяют на две группы: изменяющие внешние условия рабо-

ты компрессора, изменяющие характеристики ступеней. К первой группе относятся дросселирование на всасывании, повышение давления конденсации, байпасирование, ко второй — изменение частоты вращения ротора компрессора, закрутка потока перед входом в колесо, поворот лопаток диффузора.

Дросселирование на всасывании. При этом способе регулирования во всасывающем трубопроводе создают дополнительное гидравлическое сопротивление с помощью регулирующей заслонки. В этом случае рабочей точке на характеристиках компрессора соответствуют более низкие давление и температура кипения t_0, отвечающие необходимой (сниженной) холодопроизводительности. При этом требуемая мощность уменьшается, но в соответствии с протеканием внешних характеристик компрессора снижается и холодильный коэффициент. Дросселирование на всасывании часто используют в многоступенчатых компрессорах, когда применение устройств регулирования, встроенных в компрессор, затруднено, а регулирование изменением частоты вращения невозможно.

Повышение давления конденсации. Регулирование осуществляется уменьшением расхода охлаждающей воды, подаваемой на конденсатор, т. е. изменением характеристики конденсатора. В этом случае рабочая точка на внешних характеристиках компрессора переходит на более высокую температуру конденсации $t_к$, отвечающую необходимой уменьшенной холодопроизводительности. При этом требуемая мощность возрастает, вследствие чего такой способ регулирования является неэкономичным. Этот способ регулирования применяют редко — в случае необходимости экономного расходования воды, а также как дополнительный способ регулирования, когда температура охлаждающей воды может изменяться в широких пределах, а температура конденсации не должна опускаться ниже определенного предела, чтобы не допустить значительного отличия режима работы компрессора от расчетного или ухудшения условий работы дроссельных органов между конденсатором и испарителем.

Байпасирование сжатых паров. Для снижения холодопроизводительности часть паров перепускают с нагнетания на всасывание в компрессор. При этом внешние условия работы компрессора изменяются незначительно, а полезная холодопроизводительность уменьшается пропорционально расходу байпасируемого пара. Регулирование происходит при постоянной мощности и является неэкономичным. Байпасируемый пар охлаждают, пропуская его через испаритель или конденсатор (отбирается сухой насыщенный пар), либо специальный теплообменник, охлаждаемый водой или кипящим холодильным агентом. Способ охлаждения зависит от особенностей схемы холодильной установки.

Байпасирование применяют главным образом как дополнительный способ регулирования, когда возможности основного способа регулирования исчерпаны в связи с повышением напора до величины, при которой наступает неустойчивый режим работы компрессора (помпаж). В этих случаях байпасирование называют антипомпажным регулированием.

Изменение частоты вращения ротора компрессора. При наличии регулируемого привода (паровая или газовая турбина, гидропередача) можно снизить холодопроизводительность за счет уменьшения частоты вращения ротора. При этом изменяются размерные характеристики всех ступеней в результате уменьшения u_2 (их безразмерные характеристики можно приближенно считать неизменными) и, как следствие, внешние характеристики компрессора (см. рис. III-14). Рабочие точки на характеристиках ступеней при уменьшении u_2, как правило, соответствуют режимам с более высокими коэффициентами напора и меньшими коэффициентами расхода. Пропорционально произведению коэффициента расхода первой ступени на u_2 уменьшается производительность компрессора в целом. Этот способ регулирования является энергетически эффективным, так как средний КПД ступеней изменяется мало. При изменении частоты вращения КПД части ступеней могут несколько снизиться, а другой части — повыситься; при этом общая энергетическая эффективность иногда даже повышается.

Общая эффективность регулирования может уменьшиться при частичной нагрузке в результате снижения КПД привода. Однако обычно мощность в среднем пропорциональна изменению холодопроизводительности. Применение этого способа ограничено в связи с преобладанием электропривода и отсутствием пока экономичных гидропередач. Кроме того, зона регулирования часто оказывается недостаточно широкой, так как уменьшению расхода холодильного агента через ступень в первой степени соответствует снижение напора, пропорциональное квадрату изменения частоты вращения, что быстро приближает рабочий режим к помпажному пределу. При узкой зоне регулирования часто применяют комбинированные методы (например, изменение частоты вращения ротора в сочетании с дросселированием на всасывании).

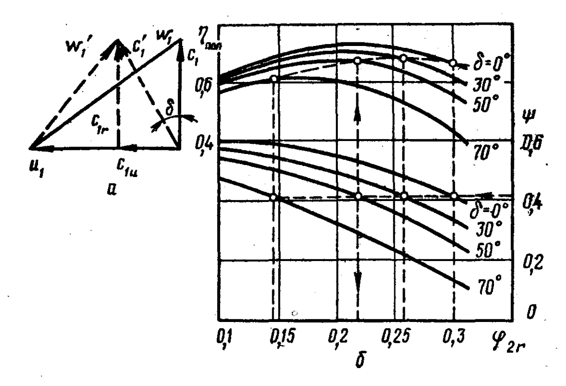


Рис. III-15. Влияние закрутки потока перед колесом:

а — на вид треугольника скоростей входа при φ_{2r} = idem; *б* — на характеристики ступени при $\beta_{2л} = 45°$ и $M_u = 1,12$.

Закрутка потока перед входом в колесо. Этот способ регулирования осуществляется с помощью поворотного лопаточного входного направляющего аппарата (ВНА), установленного перед входом пара в колесо.

При закрутке потока на входе уравнение Эйлера имеет вид

$$l_э = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}.$$

Второй член уравнения, определяющий изменение работы (теоретического напора) при закрутке, зависит от величины составляющей c_{1u}, которая в свою очередь пропорциональна тангенсу угла δ отклонения потока от радиального направления (рис. III-15, *а*). При положительном угле δ (отклонение в направлении вращения колеса) напор снижается, при отрицательном (против вращения) возрастает. В основном практическое значение имеет закрутка с положительным углом δ. Политропные КПД и коэффициенты напора для ступени при закручивании [3] представлены на рис. III-15, *б*. Кроме закрутки на энергетическую эффективность регулирования оказывают существенное влияние дроссельные потери во входном направляющем аппарате.

Закрутка потока меняет характеристику ступени, перед которой установлен входной направляющий аппарат, практически не влияя на характеристики ступеней, расположенных после регулируемой и работающих последовательно с ней. Поэтому такое регулирование наиболее эффективно для одноступенчатого компрессора. При большем числе ступеней в компрессоре входной направляющий аппарат устанавливают перед секциями, состоящими из двух или трех ступеней. При закрутке потока экономичность регулирования достаточно высока, а конструкция входного направляющего аппарата проста. В связи с этим регулирование закруткой потока является основным методом регулирования холодильных центробежных компрессоров.

Поворот лопаток диффузора. Меняя угол установки лопаток диффузора, можно изменять характеристики ступени, перемещая их рабочую зону по коэффициенту расхода в широких пределах. На рис. III-16 приведены внешние характеристики компрессорной секции, состоящей из двух ступеней, каждая из которых имеет поворачивающиеся лопатки диффузора [13]. Лопатки поворачиваются одновременно на один и тот же угол. Этот способ менее экономичен, чем регулирование с помощью входного направляющего аппарата. Конструктивное выполнение его связано со значительными трудностями, в частности, из-за больших усилий на лопатки. Кроме того, в холодильных центробежных компрессорах часто применяют безлопаточные диффузоры. В связи с этим регулирование поворотом лопаток диффузора широко не применяют.

Для расчета и оптимизации характеристик холодильных машин с центробежными компрессорами применяют программы ЭВМ. Внешние характеристики компрессора (аг-

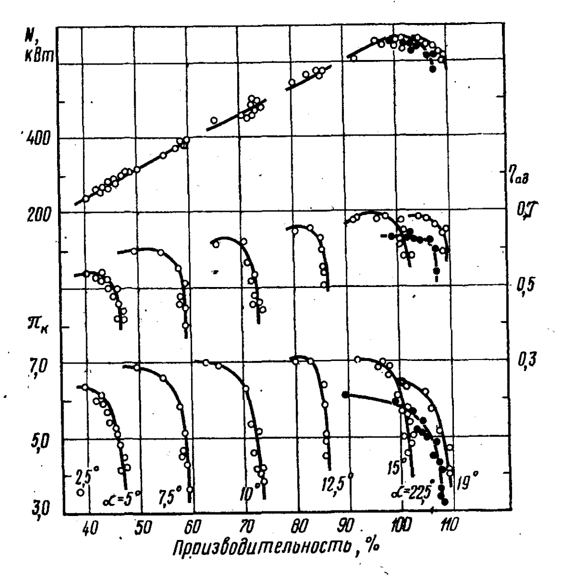


Рис. III-16. Характеристики двухступенчатой секции фреонового центробежного компрессора при регулировании поворотом (характеризуемым углом α) лопаток диффузора.

регата) и внешние характеристики холодильной машины определяют раздельно. Решение первой задачи [4] основано на совместном решении следующих уравнений: безразмерных характеристик ступеней компрессора, процессов сжатия реального газа (пара), параметров холодильного цикла, уравнений, связывающих параметры состояния перегретого пара, насыщенной жидкости и влажного пара холодильного агента. Вторая задача решается идентично для холодильных машин с любым типом компрессора.

КОНСТРУКЦИИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН С ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ КОМПРЕССОРАМИ

На конструкцию компрессоров и других элементов холодильных машин определяющее влияние оказывают условия их работы, (табл. III-3). В практике встречаются некоторые отклонения от общих положений, приведенных в табл. 3, но они редки.

Характерные варианты конструктивных схем компрессор — привод и основные сведения о них приведены в табл. III-4.

Таблица III-3

Условия работы и особенности исполнения холодильных машин с центробежными компрессорами

Показатели	Группа холодильных машин	
	I	II
Система охлаждения	С хладоносителем	Непосредственное кипение в технологических аппаратах
Холодильные агенты	Фреоны	Аммиак, пропан (пропилен), этан, этилен
Условия охлаждения конденсатора	Водяное	Водяное (оборотная вода), воздушное
Число ступеней компрессора	1—3	2—10
Число корпусов компрессорного агрегата	1	1—2
Привод	Электропривод через мультипликатор или прямой. Применяют встроенный привод	Электропривод через мультипликатор, паротурбинный, газотурбинный
Состав агрегата	Компрессор, привод, конденсатор, испаритель, система смазки, система автоматики, вспомогательная аппаратура (обычно в едином агрегате)	Компрессор, привод, система смазки, система автоматики, комплект вспомогательной аппаратуры, трубопроводов и арматуры
Размещение оборудования	В помещении	В помещении или под навесом
Схема холодильной установки	Коллекторная, объединяющая агрегаты по трубопроводам охлаждающей воды и рассола (охлажденной воды)	Коллекторная, объединяющая агрегаты по пару на всасывании (коллектор подключен к испарительной системе технологического процесса) и нагнетании (коллектор подключен к группе конденсаторов, обычно расположенных под открытым небом)
Режим работы	Сезонный, реже круглогодичный	Круглогодичный
Обслуживание	Периодическое	Постоянное
Система смазки	Закрытая (под давлением холодильного агента)	Закрытая или открытая (под атмосферным давлением)
Система смазки привода	При встроенном в компрессор приводе — единая с ним, закрытая, при внешнем приводе — отдельная открытая система	Открытая. При открытой системе смазки компрессора — единая с ним

Таблица III-4

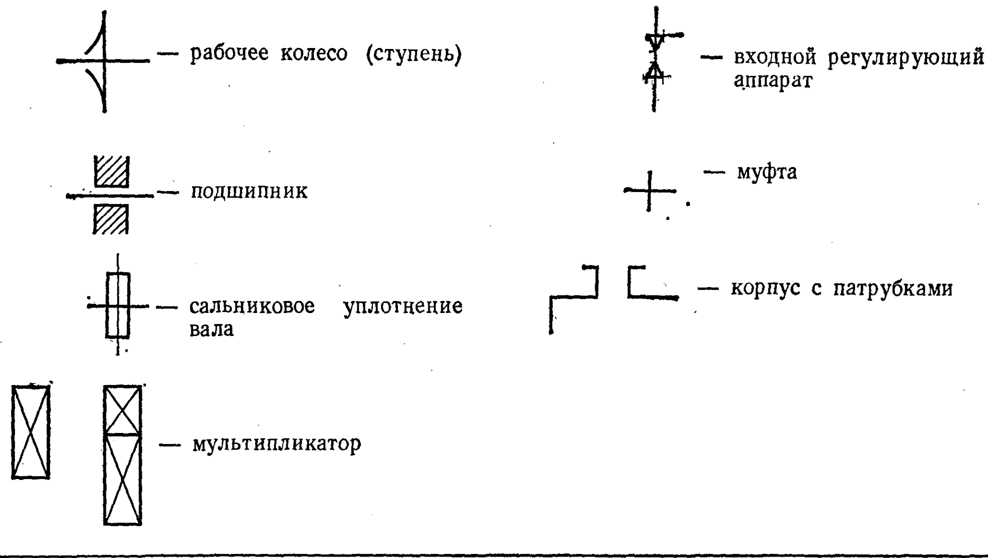
Схемы компрессорных агрегатов

№ пп.	Схема компрессора	Группа холодильных машин по табл. III-3	Краткая характеристика схемы
1		II	Число ступеней до 8. Расположение колес на валу последовательное. Подшипники выносные. Два сальника. Система смазки открытая, единая для компрессора и привода. Привод внешний. Регулирование отсутствует
2		II	Число ступеней до 8. Расположение колес на валу последовательное. Подшипники внутренние. Одно сальниковое уплотнение. Система смазки компрессора закрытая. Привод непосредственный (например, паротурбинный). Регулирование отсутствует
3		II	Число ступеней до 5. Расположение колес на валу оппозитное (по секциям). Подшипники внутренние. Привод внешний. Система смазки компрессора закрытая. Регулирование производительности первой ступени каждой секции
4		I, II	Число ступеней до 3. Расположение колес на валу последовательное. Подшипники внутренние. Система смазки закрытая. Применяется также с турбинным приводом (без мультипликатора). Регулирование производительности первой ступени
5		I	Число ступеней 1 или 2. Расположение колес на валу обычное или консольное. Подшипники и мультипликатор внутренние. Система смазки закрытая. Регулирование производительности первой ступени. Приводной двигатель внешний. Мультипликатор обычного или планетарного типа
6			Число ступеней 1 или 2. Расположение колес на валу консольное или обычное. Подшипники и мультипликатор внутренние. Электродвигатель внутренний (встроенный), охлаждаемый холодильным агентом. Система смазки закрытая. Регулирование производительности первой (или первой и второй) ступени
		I	а) Электродвигатель промышленной частоты тока. Охлаждение двигателя с помощью всасываемых паров холодильного агента или впрыском жидкости. Применяется также с расположением двух колес на одной консоли.

Продолжение табл. III-4

№ пп.	Схема компрессора	Группа холодильных машин по табл. III-3	Краткая характеристика схемы
	Электродвигатель	I	б) Электродвигатель промышленной частоты тока. Охлаждение впрыском жидкого холодильного агента. Применяется также с расположением двух колес на одной консоли.
	Электродвигатель, Умформер	I	в) Электродвигатель высокочастотный. Охлаждение испаряющимся жидким холодильным агентом

Условные обозначения



Схемы компрессорных агрегатов

Конструктивная схема компрессора (см. табл. III-4) определяется относительным расположением основных элементов: рабочих колес, сальниковых уплотнений, устройств регулирования, мультипликатора, патрубков для подвода и отвода холодильного агента.

Для агрегатов, комплектующих холодильные машины группы I (см. табл. III-3), характерна тенденция применения компрессоров со встроенным приводом (прежде всего по схеме 6, *а*, а также по схеме 5, см. табл. III-4). Это связано с повышенной надежностью такой конструкции. Схемы используют в диапазоне холодопроизводительностей от 140 до 1750 кВт при работе на R11

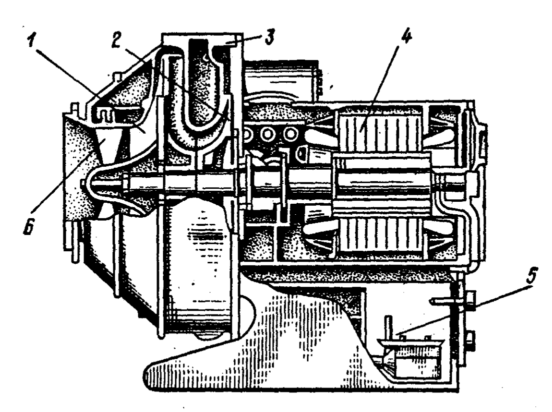


Рис. III-17. Двухступенчатый фреоновый центробежный компрессор со встроенным электродвигателем (фирма «Кэрриер»):

1 — колесо первой ступени; *2* — колесо второй ступени; *3* — корпус; *4* — встроенный двигатель; *5* — масляный бак-картер; *6* — входной регулирующий аппарат.

в одноступенчатом исполнении и от 1400 до 3500 кВт при работе преимущественно на R12 в двухступенчатом исполнении (рис. III-17). Предельной холодопроизводительностью компрессоров со встроенным приводом считается 7000 кВт прежде всего из-за трудностей осуществления привода. Применение перспективной схемы 6, *в* пока ограничено из-за дороговизны электропривода с преобразователем частоты. Наиболее распространена схема 5, в которой использованы компрессоры со встроенным мультипликатором. Преимущество такой схемы — сравнительно высокая надежность сальника, уплотняющего тихоходный вал привода (рис. III-18).

Для агрегатов, комплектующих холодильные машины группы II (см. табл. III-3), применяют в основном компрессоры, рассчитанные на большой объемный расход (при условиях всасывания от 5000 м³/ч и выше). Наиболее перспективной считается схема 3 (рис. III-19 и III-20), в которой предусмотрены две камеры всасывания и две секции ступеней, что позволяет осуществлять эффективные циклы, а также экономичное и глубокое регулирование холодопроизводительности. Схему 1 применяют сравнительно редко — только для крупных

Рис. III-18. Двухступенчатый фреоновый центробежный компрессор с мультипликатором:

1 — уплотнение вала; *2* — планетарный мультипликатор; *3* — ротор; *4* — пакет диафрагм; *5* — кожух; *6* — входной регулирующий аппарат; *7* — радиальный подшипник; *8* — радиально-упорный подшипник.

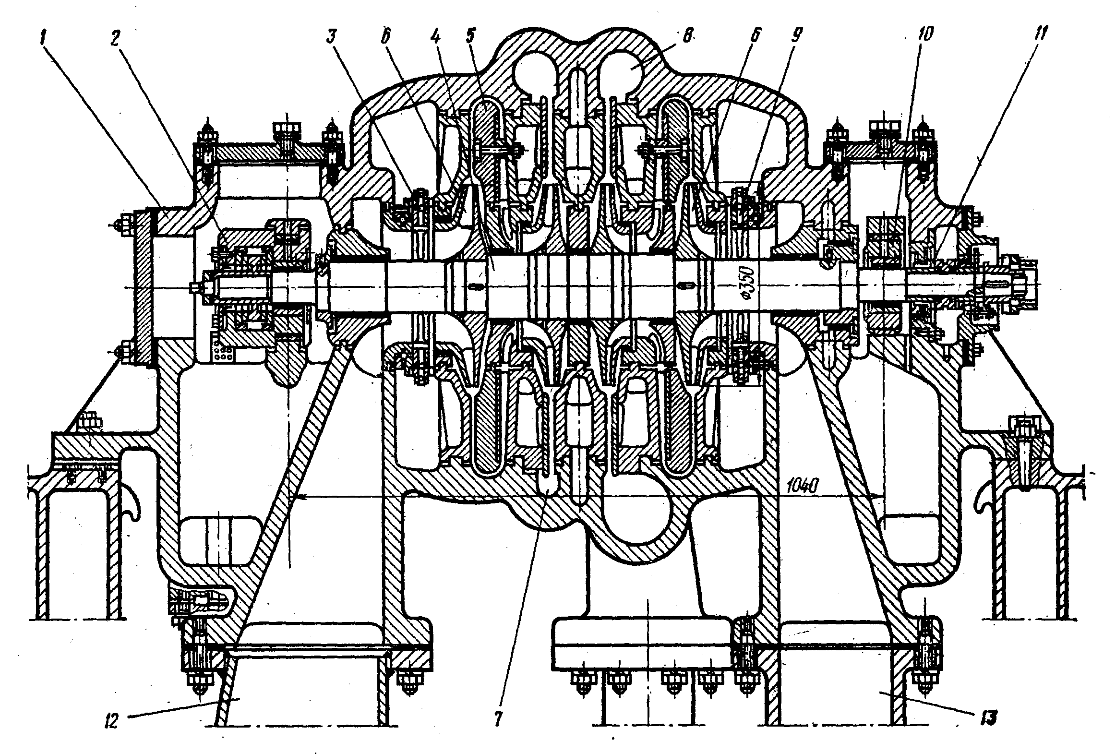


Рис. III-19. Пропановый центробежный компрессор ТКП-435:

1 — корпус; *2* — радиально-упорный подшипник; *3* — входной регулирующий аппарат первой секции; *4* — ротор; *5* — пакет диафрагм; *6* — рабочие колеса; *7* — улитка первой секции; *8* — улитка второй секции; *9* — входной регулирующий аппарат второй секции; *10* — радиальный подшипник; *11* — уплотнение вала; *12* — всасывающий патрубок первой секции; *13* — всасывающий патрубок второй секции.

многоступенчатых компрессоров. Преимуществами такой схемы являются полное отсутствие смазочного масла в холодильном агенте и система смазки, единая для компрессора и привода, недостатком — наличие двух сальников. Схемы 2 и 4 (с электроприводом) в новых конструкциях применяют редко.

Привод компрессора

Рабочая частота вращения роторов холодильных компрессоров составляет преимущественно 100—250 c^{-1}. Минимальная частота вращения, применяемая на практике, 60 c^{-1}; максимальная (не считая отдельных специальных случаев) 300 c^{-1}.

Наиболее распространенный тип привода электрический, с частотой вращения 25 или 50 c^{-1}, с передачей через зубчатые мультипликаторы.

Применяют асинхронные и синхронные электродвигатели с мощностью до 10 000 кВт и напряжением до 10 кВ при частоте тока 50 Гц (60 Гц). Встроенные электродвигатели только асинхронные, короткозамкнутые, с мощностью не выше 1500 кВт и напряжением не более 6 кВ, обычно двухполюсные. Частота вращения ротора у таких электродвигателей составляет 50 c^{-1} при частоте тока 50 Гц. Они имеют специальную изоляцию обмотки, стойкую в среде холодильного агента и масла. Используют также встроенные электродвигатели, работающие при высокой частоте тока (300 Гц), достигаемой в специальных преобразователях, что позволяет получить частоту вращения ротора компрессора, равную 300 c^{-1}, без мультипликатора. Габариты таких электродвигателей при надлежащем охлаждении их значительно меньше, чем у электродвигателей промышленной частоты.

Наиболее распространенные виды зубчатых мультипликаторов одноступенчатые, с эвольвентным зацеплением (косозубые или шевронные) или зацеплением Новикова

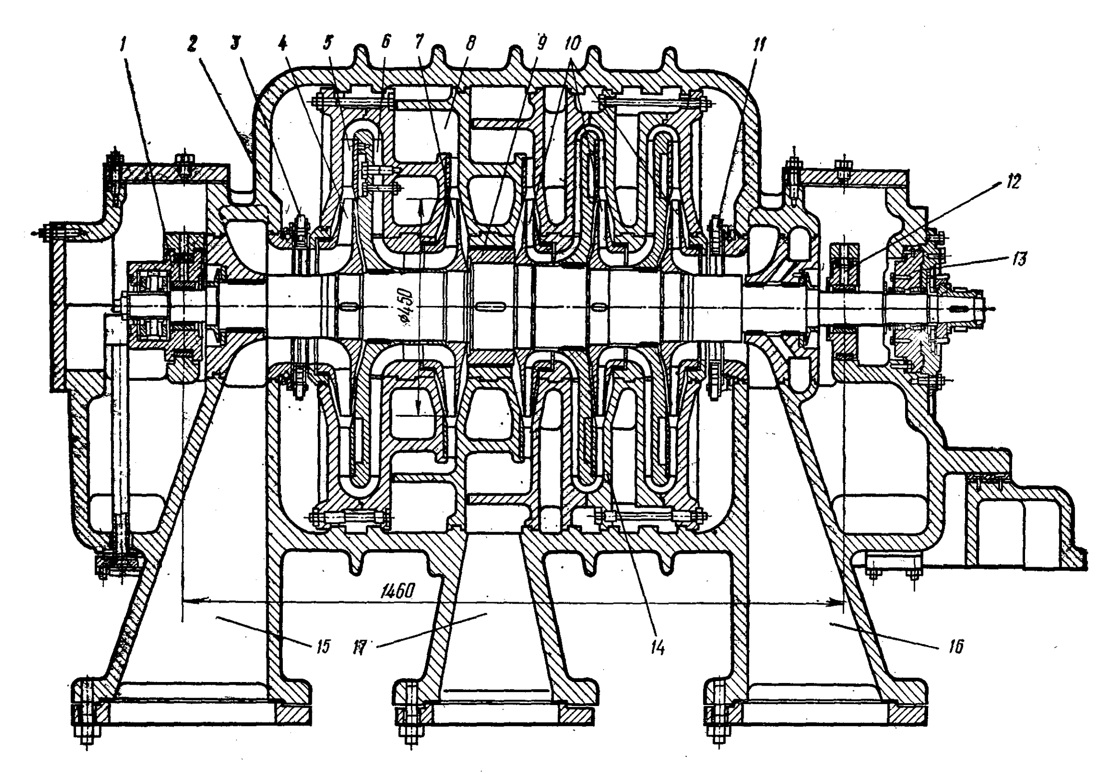


Рис. III-20. Аммиачный центробежный компрессор ТКА-545:

1 — радиально-упорный подшипник; 2 — корпус; 3 — входной регулирующий аппарат первой секции; 4 — колесо первой ступени; 5 — лопаточный диффузор; 6 — обратный направляющий аппарат; 7 — колесо второй ступени; 8 — улитка первой секции; 9 — думмис; 10 — колеса второй секции (третья, четвертая и пятая ступени); 11 — входной регулирующий аппарат второй секции; 12 — радиальный подшипник; 13 — уплотнение вала; 14 — пакет диафрагм; 15 — всасывающий патрубок первой секции; 16 — всасывающий патрубок второй секции; 17 — улитка и нагнетательный патрубок патрубок второй секции.

[5], с передаточным отношением до 6. Прогрессивным направлением является применение мультипликаторов планетарного типа (обычно с заторможенным водилом), особенно при встроенном приводе (см. рис. III-18). Основные преимущества такого мультипликатора — соосность валов электродвигателя и компрессора, низкий уровень вибрации и шума, высокая надежность.

При использовании холодильных компрессоров со встроенным приводом следует учитывать дополнительные энергетические потери, вызванные быстрым вращением деталей в относительно плотной среде паров фреона [1].

На предприятиях, использующих пар для технологических целей или для получения электроэнергии, применяют паротурбинный привод. Паровая турбина соединяется с компрессором без промежуточной передачи и позволяет регулировать холодопроизводительность машины изменением частоты вращения. Если центробежный компрессор включен в общую схему холодоснабжения с абсорбционной холодильной машиной, то пар после турбины используется в генераторе абсорбционной машины. При наличии бросовой теплоты можно применять привод от турбины, работающей на холодильном агенте [12] по схеме, показанной на рис. III-11. В настоящее время этот вид привода используют лишь в отдельных случаях, например в установках охлаждения и сжижения газа при его транспортировке. В отдельных случаях применяют в качестве привода газовые турбины.

Система смазки

Система смазки обеспечивает смазку всех трущихся элементов компрессора, привода, а также гидравлическое уплотнение вала при выходе его из корпуса. Система смазки может быть закрытой и открытой (область применения систем смазки характеризуется табл. III-3).

В системах обоих типов масло из бака (картера) подается шестеренчатым насосом с приводом от отдельного электродвигателя, реже от вала компрессора или зубчатой передачи (в открытой системе). После насоса масло охлаждается в водяном холодильнике, фильтруется в щелевых самоочищающихся или металлокерамических регенерируемых фильтрах. Для предотвращения подсоса масла в проточную часть предусматривают уравнительные паровые линии, обеспечивающие наиболее низкое давление паров в масляном баке и подшипниковых камерах. В закрытых системах не нужны автоматические приборы, поддерживающие заданное давление масла, подводимого к сальниковому уплотнению вала, так как абсолютное давление масла определяется давлением паров холодильного агента в масляном баке (близким к давлению всасывания) и напором масляного насоса как при работе, так и после остановки машины. В открытых системах необходима такая следящая и постоянно действующая система; при этом масляный насос должен создавать значительно более высокие разности давлений, чтобы во всех режимах обеспечить превышение давления масла в уплотнении над давлением паров в смежной полости компрессора.

В закрытых системах перед пуском масло нагревается до заданной температуры с помощью электрического или водяного (парового) подогревателя. Нагрев необходим для предотвращения вспенивания масла при понижении давления паров в масляном баке во время пуска компрессора, а также уноса масла в проточную часть компрессора вместе с парами фреона.

Конструкции основных узлов и деталей компрессоров

Статор, основной несущий узел компрессора, включает корпус, вставные диафрагмы (образующие диффузоры, обратные направляющие аппараты), улитки и сборные камеры, подшипниковые узлы. Для агрегатов группы II (см. табл. III-3) наиболее распространены литые чугунные корпуса и диафрагмы с горизонтальным разъемом. Плоскость разъема уплотняется по контуру корпуса специальными прокладками или мастикой с помощью мощных фланцев и шпилек.

Для агрегатов группы I (см. табл. III-3) применяют стальные сварные корпуса без горизонтального разъема, но с пакетом чугунных или алюминиевых диафрагм, имеющих горизонтальный разъем. Наиболее перспективной конструкцией для агрегатов этой группы является статор, имеющий только вертикальные разъемы (по корпусу, диафрагмам, лабиринтным уплотнениям и подшипникам). Такая конструкция с осевой сборкой всех элементов исключает слесарную подгонку деталей при изготовлении и обеспечивает взаимозаменяемость узлов при ремонте.

Как правило, используют опорные подшипники скольжения с вкладышами, залитыми баббитом, а также подшипники скольжения, состоящие из трех-пяти подвижных самоустанавливающихся сегментов. Упорные подшипники в большинстве случаев выполняют с поворотными секторными колодками с каждой стороны упорного диска вала.

Ротор представляет собой стальной вал с закрепленными на нем рабочими колесами, разгрузочным поршнем (думмисом) для уменьшения осевого усилия, воспринимаемого упорным подшипником, и в некоторых случаях гребнями лабиринтных уплотнений. Соединение рабочего колеса с валом может быть неразъемным, что обеспечивается горячей посадкой колес, или разъемным (шлицевое, эксцентриковое) для машин с осевой сборкой.

Наиболее распространены рабочие колеса из легированных сталей, титановых или алюминиевых сплавов, закрытые, с цельнофрезерованными в основном диске лопатками и приклепанным или припаянным (реже приваренным) покрывным диском. Применяют также цельнолитые из алюминиевых сплавов закрытые или полуоткрытые колеса с пространственными (осерадиальными) лопатками.

В первых ступенях многоступенчатых машин применяют рабочие колеса компрессорного типа с выходными углами лопаток 45—90°, а в последних — насосного типа (см. табл. III-2).

Лабиринтные уплотнения, снижающие перетечки паров холодильного агента между полостями компрессора с различным давлением, выполняют гребенчатого типа в двух вариантах:

гребни закреплены на роторе, ответные втулки в статоре гладкие;

гребни выполнены во втулках статора, от-

ветные цилиндрические поверхности на роторе гладкие или ступенчатые; количество гребней 4—10, зазор между кромкой гребня и ответной поверхностью выполняют равным 0,1—0,25 мм в зависимости от размеров машин.

Сальниковое уплотнение вала является одним из самых ответственных узлов холодильного компрессора. При закрытой системе смазки оно имеет конструкцию, сходную с применяемой для поршневых компрессоров: кольца торцевого трения и гидравлический затвор, создаваемый маслом, прокачиваемым через полость сальника. Одно из колец трения в паре выполняют из металлографитового композиционного материала.

Компрессоры, работающие по схемам 2—4 (см. табл. III-4), имеют сальники с высокими окружными скоростями на поверхностях колец. Эти скорости в некоторых конструкциях снижают примерно вдвое с помощью промежуточного плавающего кольца. Наиболее тщательного уплотнения требует сторона камеры сальника, граничащая с атмосферой. В сторону подшипниковой камеры компрессора допускается ограниченная протечка масла. В связи с этим все более широко применяют конструкцию, в которой внутреннее уплотнение выполнено в виде ложного неразъемного подшипника скольжения с малым зазором.

Для компрессоров, работающих по схеме 1 (см. табл. III-4) с открытой системой смазки, наряду с конструкциями уплотнения, описанными выше, применяют манжетную конструкцию: при работе компрессора края двух манжет прижимаются к валу давлением масла, подаваемого в полость между ними.

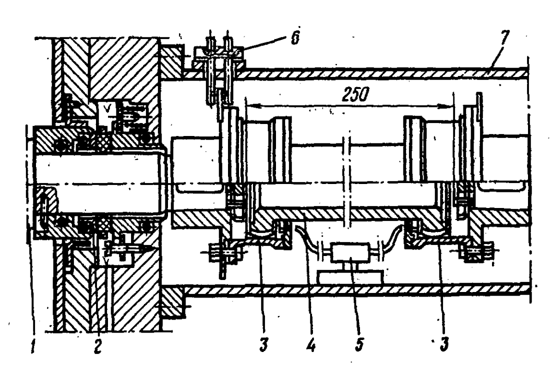


Рис. III-21. Зубчатая муфта, соединяющая валы компрессора и мультипликатора:

1 — вал компрессора; *2* — уплотнение вала; *3* — зубчатая обойма; *4* — промежуточный валик с зубчатыми венцами; *5* — форсунка подачи масла на зубцы; *6* — гидравлический датчик осевого сдвига; *7* — кожух муфты.

После остановки компрессора герметичность достигается с помощью втулки с резиновым уплотнением, закрывающей зазор между втулкой вала и корпусом машины [13]. При работе компрессора масло постоянно поступает в две камеры: герметичную, расположенную в корпусе компрессора, и атмосферную (со стороны выхода вала из корпуса). Оба потока масла возвращаются в систему смазки. Однако выпуск масла из герметичной камеры требует применения автоматических устройств, а его повторное использование — последующей регенерации (освобождения от растворенного холодильного агента).

Встроенные устройства для регулирования расхода имеют разнообразную конструкцию (см., например, рис. III-18). Лопатки имеют специальный аэродинамический профиль и поворачиваются на заданный угол одновременно с помощью исполнительного механизма (электрического, пневматического, гидравлического) системы регулирования.

Зубчатые муфты соединяют валы привода и компрессора (см. рис. III-21). Все конструкции содержат промежуточный валик, входящий в зацепление с зубьями полумуфт, насаженных на концы соединяемых валов, который компенсирует остаточную несоосность валов и позволяет разбирать (собирать) сальниковое уплотнение компрессора без перемещения корпусов агрегата.

Принципы унификации холодильных машин с центробежными компрессорами определяются в результате технико-экономического анализа производства с учетом числа типоразмеров осваиваемых машин и их количественного выпуска.

Всегда целесообразна широко практикуемая унификация элементов агрегата: узлов систем смазки (масляные баки, насосы, фильтры, холодильники), мультипликаторов, муфт, элементов автоматического регулирования и защиты. Сложнее и разнообразнее картина унификации собственно компрессоров и их элементов. Один и тот же компрессор используют для работы на различных холодильных агентах [16] с существенно различной объемной холодопроизводительностью (например, на R11, R12, R22) сравнительно редко. Чаще в одном корпусе меняют число одних и тех же ступеней сжатия для обеспечения различных температур кипения при работе на одном холодильном агенте. Так, четырехступенчатый пропановый компрессор обеспечивает температуру кипения —38° С ($t_к$ = 40° С), его трехступенчатый вариант используется при температуре кипения выше —25° С, а двухступенчатый — выше —5° С.

Широко применяют, особенно для агрегатов группы II (см. табл. III-3), так называемую технологическую унификацию, сокращающую номенклатуру используемых материалов, заготовок, типов оборудования, инструмента, приспособлений и т. п. В соответствии с этим принципом унифицируются диаметры и профили дисков рабочих колес, профили лабиринтных уплотнений, детали сальниковых уплотнений, подшипники. Одни и те же отливки корпусов используются для различных модификаций компрессоров, в том числе работающих на различных агентах (например, аммиак и пропан).

Механические и прочностные расчеты холодильных центробежных компрессоров (расчеты напряжений во вращающихся дисках, критических частот вращения вала, осевого усилия и т. п.) изложены в специальной литературе [6, 7, 11].

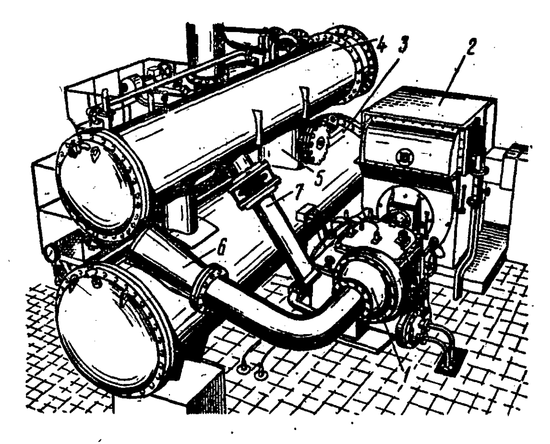


Рис. III-22. Фреоновая водоохлаждающая машина ХТМФ-125:

1 — компрессор; *2* — электродвигатель; *3* — испаритель; *4* — конденсатор; *5* — поплавковый бак; *6* — всасывающая линия; *7* — нагнетательная линия с компенсатором.

Состав, компоновка и особенности теплообменных аппаратов холодильных машин с центробежными компрессорами

Состав холодильных машин с центробежными компрессорами, характерный для каждой из двух групп, показан в табл. III-3.

Для холодильных машин группы I производительностью более 1000 кВт характерно исполнение в виде двух агрегатов — компрессорного и аппаратного, расположенных рядом на фундаменте (рис. III-22) или на общей металлической раме. В этом случае компрессорный агрегат включает собственно компрессор, мультипликатор, двигатель, системы смазки. Аппаратный агрегат состоит из кожухотрубных конденсатора и испарителя, а также промежуточного сосуда с поплавковыми регуляторами, поддерживающими уровень до себя. Конденсатор располагается над испарителем, что обеспечивает слив всего холодильного агента в испаритель при остановках машины.

Компрессор соединен с аппаратами трубопроводами (обычно без запорной арматуры) с компенсаторами сильфонного или линзового типа. Щит управления агрегатом обычно располагается отдельно в машинном зале.

Для водоохлаждающих холодильных машин (группа I) производительностью менее 1000 кВт и в особенности при использовании холодильных агентов низкого давления (R11, R113, R114) широко применяют аппаратные агрегаты, выполненные в одной обечайке. Такой комбинированный аппарат, включающий все названные выше элементы, представляет собой сложную сварную конструкцию, имеющую, однако, ряд преимуществ: меньшая металлоемкость, меньшая длина трубопроводов, меньшее количество мест возможных утечек холодильного агента. При такой компоновке агрегата компрессор герметичной конструкции (одна из схем 6, табл. III-4) всегда монтируют непосредственно на аппаратном агрегате. В последние годы в связи с общей тенденцией перехода на

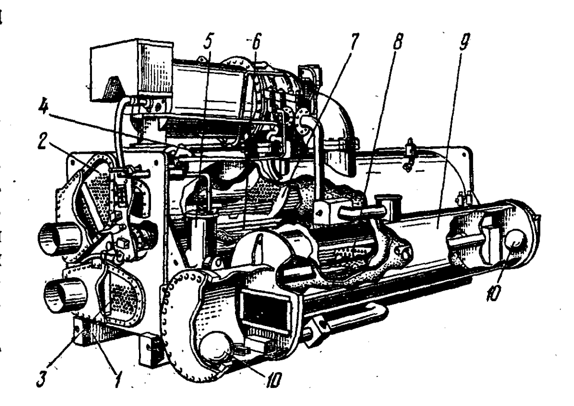


Рис. III-23. Общий вид фреоновой водоохлаждающей машины (фирма «Кэрриер»):

1 — рама; *2* — водяная камера испарителя; *3* — водяная камера конденсатора; *4* — система смазки компрессорного агрегата; *5* — влаговоздухоотделительный агрегат; *6* — переохладитель фреона; *7* — испаритель; *8* — конденсатор; *9* — промежуточный сосуд; *10* — поплавковые регуляторы высокого и низкого давления.

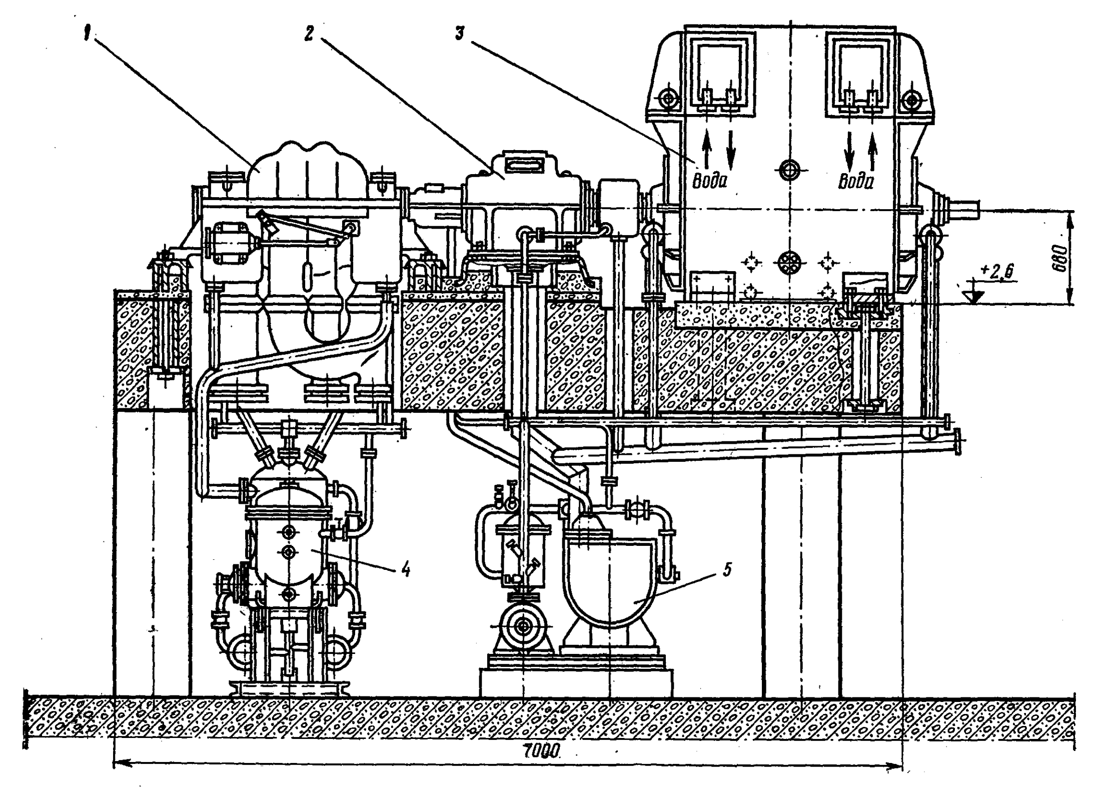


Рис. III-24. Пропановый центробежный холодильный агрегат АТКП-435-1600:

1 — компрессор; *2* — мультипликатор; *3* — электродвигатель; *4* — агрегат системы смазки компрессора; *5* — агрегат системы смазки привода.

холодильные агенты среднего давления подобные компоновки агрегатов (рис. III-23), работающих на R12, выпускают и для больших производительностей (до 3500 кВт).

Применение поплавковых регуляторов высокого давления в качестве регулирующих (дроссельных) органов определяет для агрегатов первой группы необходимость дозированной заправки холодильного агента, обеспечивающей нормальную работу аппаратов и исключающей попадание жидкого холодильного агента в компрессор при всех режимах работы, в том числе и пусковых.

Наиболее распространенным типом основных теплообменных аппаратов центробежных холодильных машин является кожухотрубный. Это аппараты с большой теплопередающей поверхностью и многорядными трубными пучками. Многорядный и тесный пучок труб способствует интенсификации теплопередачи, что особенно проявляется в конденсаторах фреоновых машин. В этих аппаратах предусматривают продольные (вдоль трубок) наклонные перегородки, которые образуют ходы по пару, увеличивая его скорость, и отводят конденсат. В результате увеличения скорости пара в тесном пучке получают коэффициенты теплоотдачи намного выше, чем в аппаратах обычной конструкции и с меньшей поверхностью [8]. При этом в конденсаторах при росте температурного напора в противоположность обычной конструкции коэффициент теплоотдачи увеличивается. С увеличением плотности теплового потока рост коэффициента теплоотдачи замедляется. Эта особенность характеристик крупных фреоновых конденсаторов с перечисленными выше особенностями конструкции объясняется волновым характером движения пленки конденсата под действием потока пара. Воздействие движения пара во фреоновых конденсаторах на жидкостную пленку сильнее, чем в аммиачных, из-за значительно большей плотности пара.

Таблица III-5

Основные параметры холодильных машин и агрегатов с центробежными компрессорами Казанского компрессорного завода

Холодильный агент	Марка	Номинальный режим			Диапазон температур,** °C	Мощность электродвигателя, кВт	Частота вращения ротора компрессора		Наружный диаметр колеса, мм	Число ступеней
		холодопроизводительность, МВт	температура*, °C	температура,** °C			с⁻¹	об/мин		
		Холодильные машины								
R12	ХТМФ 125-1000	1,4	28	+7	+4 ÷+12	500	250	15000	250	1
R12	ХТМФ 235-М-2000	2,4	28	+7	+4 ÷+12	800	159	9500	350	2
R12	ХТМФ 235-М-2000	1,7	28	—5	—15÷ 0	800	175	10500	350	2
R12	ХТМФ 248-4000	4,5	28	+7	+4 ÷+12	1600	115	6900	480	2
R12	ХТМФ 248-4000	3,2	28	—5	—15÷ 0	1600	126	7550	480	2
R12	ХТМФ 348-4000	2,53	28	—15	—20÷—5	1250	126	7550	480	2
R12	ТХМВ-2000	2,3	28	+7	+4 ÷+12	800	137	8200	350	2
R12	ТХМВ-2000	2,3	38	+7	+4 ÷+12	800	147	8800	350	2
R12	10 ТХМВ-4000-2	4,65	28	+7	+4 ÷+12	1600	92	5525	480	2
R22	10 ТХМВ-8000-2	9,3	28	+7	+4 ÷+12	3200	109	6530	480	2
R12	ШХТМ-1300	1,5	45	+7	+4 ÷+12	800	183	11000	325	2
		Агрегаты								
R290	АТКП 235-4000	4,06	40	—5	—5÷+2	2000	250	15000	350	2
R290	АТКП 335-2000	2,2	40	—20	—25÷—5	2000	250	15000	350	3
R290	АТКП 435-1600	1,7	40	—38	—38÷—28	1600	250	15000	350	4
R290	АТП5-5/3	5,8	50	—38	—38÷—25	6300	147	8800	600	4
R290	I АТП5-5/3	8,15	50	—28	—30÷—15	6300	142	8500	600	4
Смесь пропан-бутан	АТП5-8/1	9,3	53	—10÷ ÷+4***	—	4000	142	8500	600	2
Смесь пропан-бутан	АТП5-16/1	18,6	53	—10÷ ÷+4***	—	8000	142	8500	600	2
R717	АТКА 735-4000	6,1	40	—5	—9÷—2	1600	250	15000	350	7
R717	АТКА 735-4000	4,4	40	—2	—5÷+2	1600	250	15000	336	7
R717	АТКА 445-6000	7,9	40	—8	—12÷—2	3150	228	13770	450	4
R717	АТКА 445-8000	10,4	40	0	—5÷+3	3150	218	13100	450	4
R717	АТКА 545-5000	6,4	40	—17	—22÷—10	4000	250	15000	450	5
R717	АТКА 545-4000	5,5	50	—23	—23÷—16	4000	271	16280	450	5

* Для машин указаны температуры воды на входе в конденсатор; для агрегатов — температуры конденсации.

** Для машин указаны температуры хладоносителя на выходе из испарителя, для агрегатов — температуры кипения.

*** Кипение неизотермическое.

Скорость теплоносителя в трубках испарителей 1,5—2 м/с, воды в трубках конденсаторов 2—2,5 м/с. Применяют медные оребренные трубки с отношением площади наружной поверхности к внутренней около 4. Испарители выполняют с большим паровым пространством и каплеотбойниками, что облегчает пуск машины и обеспечивает защиту компрессора от гидравлических ударов при переменных нагрузках. Пар в конденсатор

обычно подводится снизу через распределительные решетки для сдува пленки конденсата, что увеличивает коэффициент теплоотдачи. Конденсаторы агрегатов группы I рассчитаны на оборотное водоснабжение и реже на прямое (например, речной водой). В некоторых случаях из экономических соображений применяют воздушные конденсаторы, располагаемые на крыше зданий [15].

Наиболее характерная компоновка агрегатов группы II — двухэтажное размещение оборудования в машинном зале (рис. III-24). На верхней отметке размещают компрессоры, мультипликаторы, двигатели, органы управления (иногда в отдельном блоке). Ниже располагаются системы смазки, охлаждения двигателя, вспомогательное оборудование, линии трубопроводов с установленной на них запорной арматурой. Теплообменная и вспомогательная аппаратура холодильной установки располагается преимущественно на эстакадах вблизи здания машинного зала. Практикуются и одноэтажные компоновки оборудования агрегатов в машинных залах или вне их, под навесами. Такие проектные решения определяются технико-экономическими показателями с учетом климатических условий.

Сведения о холодильных машинах с центробежными компрессорами отечественных конструкций приведены в табл. III-5.

Автоматизация холодильных машин с центробежными компрессорами

Холодильные машины с центробежными компрессорами полностью автоматизированы и требуют в процессе эксплуатации лишь минимального наблюдения за их работой. Автоматика холодильных машин с центробежными компрессорами по сравнению с другими холодильными машинами имеет некоторые особенности.

Регулирование холодопроизводительности методом пуск — остановка для машин столь крупной производительности не применяют. Автоматический самозапуск (например, по температуре теплоносителя) обычно не осуществляется. Пуск производится вручную под наблюдением оператора.

В схеме агрегатов часто (особенно для агрегатов группы II) для разгрузки во время пуска предусматривают байпасирование пара (перепуск после охлаждения с нагнетательной стороны на всасывание). Закрытие байпасной линии и перевод агрегата на нормальную работу производятся автоматически по сигналу реле времени или другого датчика, контролирующего тот или иной параметр. Байпасная система часто выполняет функцию регулирования — она автоматически включается при минимально допустимом расходе пара через компрессор.

Система регулирования производительности наряду с основной функцией — изменение холодопроизводительности по давлению всасывания или температуре теплоносителя в зависимости от теплового потока — в некоторых случаях выполняет вторую функцию — ограничение производительности агрегата при перегрузке по сигналу датчика мощности. Это позволяет без вмешательства оператора в автоматическом режиме производить захолаживание отепленной системы холодоснабжения или продолжать выработку холода в возможных пределах при нерасчетных условиях эксплуатации (скачкообразное изменение теплового потока, временное ухудшение работы системы охлаждения конденсаторов и т. п.).

Система автоматизации всегда предусматривает термостатирование масла — нагрев перед пуском, регулируемое охлаждение во время работы.

Наряду с другими видами защитной автоматики, применяемой в холодильных машинах, в холодильных машинах с центробежными компрессорами применяют защиту по температурам масла и подшипников, по осевому сдвигу ротора (возможному при нерасчетных осевых усилиях по ротору, например, при попадании жидкости в компрессор) с помощью электрических (емкостных контактных или бесконтактных) или гидравлических (пневматических) датчиков.

Холодильные машины группы I, работающие на холодильных агентах низкого давления, и низкотемпературные агрегаты, работающие на холодильных агентах среднего и высокого давления, при наличии вакуума в системе оснащаются автоматическими устройствами отделения и удаления воздуха из системы.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a — постоянная величина;
a — скорость звука, м/с;
b — постоянная величина;
b — ширина колеса, м;
$\bar{b}$ — относительная ширина колеса;
C — коэффициент;
c — абсолютная скорость, м/с;
c — удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);
D, d — диаметр, м;
$\bar{D}=\frac{D}{D_2}$ — относительный диаметр;
i — удельная энтальпия, Дж/кг;
K — критерий;

k — показатель адиабаты;
к — удельная кинетическая энергия, Дж/кг;
$\varkappa$ — расчетный коэффициент;
l — удельная работа, Дж/кг;
M — число Маха;
m — массовый расход, кг/с;
N — мощность, Вт;
$\overline{N}$ — коэффициент мощности;
n — частота вращения, $с^{-1}$;
p — давление, Па;
Q — холодопроизводительность, Вт;
q — удельная холодопроизводительность, Дж/кг;
q_v — объемная холодопроизводительность, Дж/$м^3$;
R — газовая постоянная, Дж/(кг·К);
Re — число Рейнольдса;
r — удельная теплота парообразования, Дж/кг;
s — удельная энтропия, Дж/(кг·К);
T — абсолютная температура, К;
t — температура, °С;
u — окружная скорость, м/с;
V — объемный расход, $м^3$/с;
v — удельный объем, $м^3$/кг;
w — относительная скорость, м/с;
z — коэффициент сжимаемости;
z — количество лопаток;
α — угол, град;
α — поправочный коэффициент;
β — угол, град;
β — относительная потеря;
δ — угол, град;
ε — холодильный коэффициент;
η — коэффициент полезного действия;
Θ — разность температур, °С;
μ — коэффициент уменьшения работы (коэффициент циркуляции);
μ — молекулярная масса;
ν — кинематическая вязкость, $м^2$/с;
ξ — вспомогательная величина;
π — степень повышения давления;
ρ — плотность, кг/$м^3$;
σ — показатель степени;
τ — поправочный коэффициент;
φ — коэффициент закручивания, коэффициент расхода;
ψ — коэффициент напора.

Индексы

0 — кипение;
0 — с учетом всех потерь, кроме механических;
0, 1, 2, 3,... — номер сечения проточной части в соответствии с рис. III-1;
01, 0К — уровень давления в соответствии с рис. III-3;
∞ — при бесконечном количестве лопаток;
ад — адиабатный;
к — конденсация;
к — конечный;
конд — конденсатор;
л — лопатка;
м — механический;
н — начальный;
ох — охлаждение;
пер — перетечки;
пол — политропный;
пр — промежуточный;
пр. ч. — проточная часть;
прк — проектируемый;
прт — прототип;
т — турбина;
тр — трение;
Э — по уравнению Эйлера;
эл. дв. — электродвигатель;
эф — эффективный;
c — относящийся к скорости c;
D — относящийся к диаметру D;
e — на валу компрессора;
h — газодинамический;
i — относящийся к одной ступени (с номером i);
m — средний;
n — относящийся к частоте вращения;
p — при постоянном давлении;
r — радиальный;
u — относящийся к скорости u;
v — объемный;
v_0 — объемный, относящийся к сечению 0;
v_2 — объемный, относящийся к сечению 2;
w — относящийся к скорости w.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бухтер Е. З., Калнинь И. М., Цирлин Б. Л. Развитие производства и совершенствование холодильных машин с центробежными компрессорами. — Холодильная техника, 1972, № 7, с. 14—17.

2. Быков А. В., Калнинь И. М. О зависимости параметров холодильных машин от свойств применяемых рабочих веществ. — Труды ВНИИхолодмаша, 1974, № 5, с. 3—22.

3. Калнинь И. М. О регулировании производительности холодильных турбокомпрессоров с помощью входных направляющих аппаратов. — Холодильная техника, 1970, № 10, с. 15—20.

4. Калнинь И. М. Применение ЭВМ для расчета характеристик холодильных машин. — Холодильная техника, 1972, № 3, с. 9—13.

5. Кудрявцев В. Н., Держа-

вец Ю.А., Глухарев Е. Г. Конструкция и расчет зубчатых редукторов. — Л.: Машиностроение, 1971. — 325 с.

6. Малинин Н. Н. Прочность турбомашин. — М.: Машгиз, 1962. — 291 с.

7. Раер Г. А. Динамика и прочность центробежных компрессорных машин. — Л.: Машиностроение, 1968. — 257 с.

8. Результаты испытаний холодильных фреоновых турбомашин /[Е. З. Бухтер, И. М. Калнинь, Д. Л. Славуцкий, Б. Л. Цирлин]. — Холодильная техника, 1965, № 3, с. 10—16.

9. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. — М.: Машиностроение, 1964. — 336 с.

10. Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели, конструкции и расчет деталей. — М.: Машиностроение, 1969, 543 с.

11. Центробежные компрессорные машины /[Ф. М. Чистяков, В. В. Игнатенко, Н. Т. Романенко, Е.С. Фролов]. — М.: Машиностроение, 1969. — 326.

12. Чистяков Ф. М. Холодильные турбоагрегаты. — М.: Машиностроение, 1967. — 287 с.

13. Чистяков Ф. М., Сутырина Т. М., Перстнев П. В. Фреоновый холодильный турбоагрегат. — М.: Госторгиздат, 1962. — 103 с.

14. Энциклопедический справочник. Холодильная техника. Т. I. Техника производства искусственного холода. — М.: Госторгиздат, 1960. — 544 с.

15. Krabbe W. R—12—Turbo — Kältemaschinenanlage mit luftgekühltem Kondensator. — Kälte—Klima —Praktiker, 1969, N°7, s. 179—184.

16. Loch A. Einstufige Kälte — Turbokompressoren. — Kältetechnik — Klimatisierung, 1967, N°7, s. 214—219.

17. Richter K. Moderne Ammoniak—Turbokälteanlagen. — Die Kälte, 1965, H. 9, s. 473; H. 10, s. 554; H. 11, s. 627.

18. White H., Gumming G. H. Some trends in centrifugal machine development. — Australian Refrigeration, 1974, v. 24, N°9, p. 45—49.

ГЛАВА IV

РОТАЦИОННЫЕ ПЛАСТИНЧАТЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В настоящей главе описаны однороторные ротационные компрессоры с неподвижной осью ротора, расположенной эксцентрично относительно оси цилиндра, с пластинами, свободно скользящими в пазах ротора. Рассмотрены компрессоры сравнительно крупной производительности (о малых герметичных ротационных компрессорах см. главу «Герметичные холодильные компрессоры»).

Ротационные пластинчатые холодильные компрессоры классифицируют по следующим основным признакам:

по типу смазки, которая может быть капельной или циркуляционной (в первом случае смазка подводится к рабочим органам в виде отдельных капель, при циркуляционной смазке количество масла существенно больше и соизмеримо с количеством сжимаемого холодильного агента);

по способу охлаждения (водой, подаваемой в рубашки цилиндра и торцевых крышек, либо маслом, впрыскиваемым в полость сжатия, с последующим охлаждением его вне компрессора, либо и тем, и другим);

по способу перемещения пластин относительно цилиндра, которые могут скользить либо непосредственно по рабочей поверхности цилиндра, либо опираясь на разгрузочные кольца или барабаны, которые вращаются в расточках цилиндра;

по типу привода, который может быть открытым (сальниковые компрессоры) и встроенным (бессальниковые компрессоры);

по количеству рабочих циклов (всасывание, сжатие и выталкивание), осуществляемых за один оборот ротора; по этому признаку компрессоры разделяются на одно-, двух- и многокамерные.

Основным преимуществом ротационных пластинчатых компрессоров является простота конструкции. Изготовление таких компрессоров не связано с применением сложного специального технологического оборудования. В эксплуатации они отличаются простотой обслуживания и ремонта, причем на ремонтно-восстановительные работы требуется сравнительно мало времени. Малое количество изнашивающихся деталей, отсутствие всасывающих и нагнетательных клапанов обеспечивают надежность и достаточный ресурс. К другим преимуществам ротационных компрессоров относятся малые материалоемкость и удельная занимаемая площадь, хорошая уравновешенность; практически безопасная работа при попадании жидкого холодильного агента в цилиндр при аварийных ситуациях; стабильность характеристик в процессе длительной эксплуатации, обусловленная тем, что вследствие прижима пластин к цилиндру центробежными силами величина зазора между ними не зависит от износа пластин по высоте.

Недостатком ротационных пластинчатых компрессоров является то, что их можно использовать при сравнительно малых перепадах давлений нагнетания и всасывания, а также сравнительно большие потери на трение пластин по цилиндру, повышенный шум машин крупной производительности.

Ротационные пластинчатые компрессоры применяют в холодильной технике главным образом в качестве ступеней низкого давления (бустер-компрессоров) в двух- и трехступенчатых холодильных установках. Это обусловлено тем, что именно в области малых перепадов давлений (до 300—400 кПа) пластинчатые компрессоры имеют достаточно высокие объемные и энергетические показатели.

Область применения холодильных ротационных бустер-компрессоров характеризуется холодопроизводительностью от нескольких киловатт до 900 кВт (теоретическая производительность до 1,3 м³/с) при температуре кипения $t_0 = -40°$ C и промежуточной температуре $t_{пр} = -10°$ C; температурой кипения от —25 до —70° C; разностью давлений нагнетания и всасывания до 400 кПа. Компрессоры используют для работы на аммиаке и фреонах.

Некоторые зарубежные фирмы применяют пластинчатые компрессоры в цикле одноступенчатого сжатия для работы на R12 и R22 при перепадах давлений до 1000 кПа для условий кондиционирования. При стандартных условиях такие компрессоры имеют

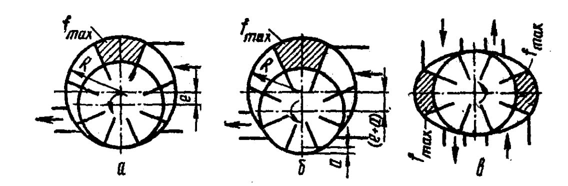


Рис. IV-1. Принципиальная схема ротационных пластинчатых компрессоров.

производительность от 9 до 35 кВт (описанный объем от $0{,}57 \cdot 10^{-2}$ м³/с).

С внедрением в отечественную холодильную промышленность крупных винтовых компрессоров область использования поджимающих ротационных пластинчатых компрессоров по технико-экономическим соображениям сдвигается в сторону меньшей холодопроизводительности — 110 кВт и ниже.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА

Производительность компрессора

Теоретическая производительность (описанный объем) однокамерного компрессора (рис. IV-1, *а*), где каждая ячейка за оборот совершает один рабочий цикл (всасывание, сжатие и выталкивание), выражается формулой

$$V_{т} = z f_{\max} l n = CRe l n. \qquad \text{(IV-1)}$$

Коэффициент *C* определяют в зависимости от числа пластин [2].

z	6	8	10	12
C	12,2	12,3	12,4	12,5

При $z > 12$ коэффициент $C = 4\pi$.

Для компрессоров, у которых в цилиндре имеется выточка радиусом ротора (рис. IV-1,*б*), в формулу (IV-1) вместо *e* подставляют

$$e' = e + \frac{a}{2},$$

где *a* — глубина выточки.

В двухкамерных компрессорах (рис. IV-1,*в*), где за один оборот рабочий цикл осуществляется дважды, теоретическую производительность определяют в зависимости от профиля рабочей поверхности цилиндра:

$$V_{т} = 2 z f_{\max} l n, \qquad \text{(IV-2)}$$

Формулы (IV-1) и (IV-2) справедливы также для компрессоров с пластинами, имеющими наклон по отношению к радиусу ротора.

Потери производительности в холодильном ротационном компрессоре оценивают коэффициентом подачи λ. Они обусловлены следующими основными причинами:

перетечками пара из полостей сжатия и нагнетания во всасывающую полость через торцевые и радиальные зазоры, а также через зазоры между пластинами и ротором в пазах;

переносом пара из нагнетательной полости во всасывающую в защемленном объеме (объем пара, оставшегося в ячейках после их разобщения с нагнетательным окном);

подогревом пара на всасывании от стенок цилиндра, ротора и пластин, а также от смешения с паром, натекающим со стороны высокого давления.

Дроссельные потери на всасывании для пластинчатых компрессоров, как правило, весьма малы из-за отсутствия клапанов и низких скоростей пара на всасывании.

Величина отдельных составляющих объемных потерь зависит от многих факторов в частности от режима работы (давление и температура всасывания и отношение давлений), геометрического соотношения радиуса, длины рабочей части цилиндра и эксцентриситета, величины основных зазоров, числа пластин и частоты вращения, способа охлаждения и смазки, рода сжимаемой среды и т. д. [3, 4, 11].

В связи с этим определение в общем виде отдельных составляющих чрезвычайно затруднено, и при подсчете действительной объемной производительности обычно пользуются экспериментальными данными, хотя есть рекомендации [1] по расчету коэффициента подачи.

Область значений коэффициента подачи λ в зависимости от отношения давлений π приведена на рис. IV-2. Бóльшие значения λ

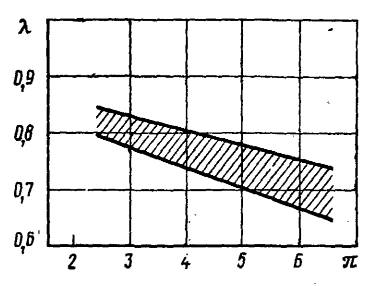


Рис. IV-2. Зависимость коэффициента подачи λ от отношения давлений.

при одинаковых π соответствуют компрессорам более крупной производительности с циркуляционной смазкой, меньшие — компрессорам малой производительности. В приведенных на рис. IV-2 координатах для машин малой производительности, имеющих большие относительные зазоры, через которые происходят перетечки, возможно расслоение кривой λ в зависимости от уровня давлений. При этом более высокие значения λ соответствуют меньшим перепадам давлений нагнетания и всасывания.

Потребляемая мощность

Потребляемая мощность (в кВт) на валу (эффективная) холодильного ротационного компрессора

$$N_e = G_a l_e = G_a \frac{l_{ад}}{\eta_e}.$$

Потери мощности в ротационном компрессоре обусловлены следующими факторами: несовпадением внутреннего и наружного отношений давлений, депрессией в нагнетательных окнах, перетечками сжимаемой среды из ячеек с бо́льшим давлением в ячейки с меньшим давлением и на всасывание, подогревом пара во всасывающем тракте компрессора, механическими потерями.

Работа холодильного ротационного компрессора, в отличие от воздушного, характеризуется достаточно широким диапазоном отношений давлений в зависимости от режима работы. Наличие фиксированной геометрической степени сжатия пластинчатого компрессора оказывает существенное влияние на потребляемую мощность в зависимости от наружного (на патрубках компрессора) отношения давлений. Под геометрической степенью сжатия понимают отношение геометрических объемов ячеек в моменты конца всасывания и начала нагнетания

$$\varepsilon_г = \frac{V_{вс}}{V_н}.$$

При этом отношение давлений в этих ячейках (внутреннее)

$$\pi_{вн} = \left(\frac{V_{вс}}{V_н}\right)^n.$$

Геометрическая степень сжатия $\varepsilon_г$ определяется положением кромки нагнетательного окна, по достижении которой ячейка соединяется с нагнетательным патрубком, или углом поворота $\varphi_к$ (рис. IV-3).

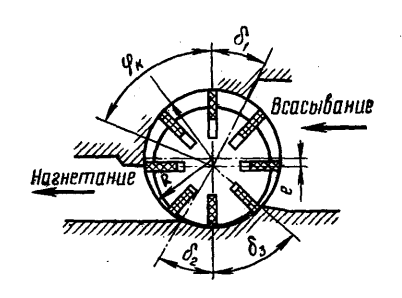


Рис. IV-3. Схема расположения всасывающего и нагнетательного окон ротационного компрессора.

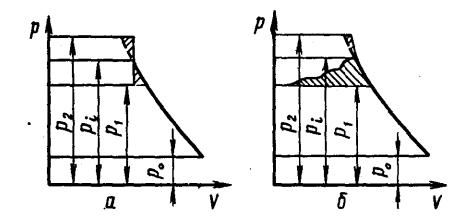


Рис. IV-4. Потери мощности на нагнетании от несовпадения наружного и внутреннего отношений давлений:

а — теоретические; *б* — действительные; p_i — давление нагнетания, соответствующее геометрической степени сжатия.

$$\varepsilon_г = \frac{\beta + 2\sin\frac{\beta}{2} + \frac{e}{2R}\sin\beta - \frac{e}{2R}\beta}{\beta + 2\sin\frac{\beta}{2}\cos\varphi_к + \frac{e}{2R}\times \sin\beta\cos 2\varphi_к - \frac{e}{2R}\beta},$$

где $\varphi_к$ — угол поворота оси ячейки от вертикали;

β — угол между двумя смежными пластинами.

Несовпадение внутреннего и наружного отношений давлений приводит к дополнительной затрате мощности.

В теоретическом компрессоре в момент сообщения ячейки с нагнетательным окном происходит мгновенное выравнивание давлений в ячейке и нагнетательном патрубке. Как показывают экспериментальные индикаторные диаграммы, в действительном компрессоре мгновенного выравнивания давлений не происходит, в ячейке продолжается сжатие [5, 6]. В действительном компрессоре потери мощности от несовпадения дав-

лений превышают теоретические, если наружное отношение давлений меньше расчетного, и наоборот, они меньше теоретических, если наружное отношение давлений больше расчетного. Потери мощности на нагнетании (заштрихованные площади) от несовпадения наружного и внутреннего отношений давлений показаны на рис. IV-4.

Геометрическую степень сжатия холодильных ротационных компрессоров выбирают таким образом, чтобы соответствующее внутреннее отношение давлений было заведомо меньше наружного во всем диапазоне работы компрессора. Так, рабочее отношение давлений ступени низкого давления наиболее распространенных аммиачных двухступенчатых агрегатов в основном диапазоне температур кипения (—25 ÷ —45° С) и конденсации (до 40° С) меняется в пределах 2,8—4, а геометрическую степень сжатия бустер-компрессоров для этих агрегатов выбирают равной 2,2—2,3, что соответствует отношению давлений к моменту открытия нагнетательного окна 2,5—2,7.

Перетечки сжимаемой среды в ротационном компрессоре, приводящие к перерасходу мощности, происходят через радиальный зазор (минимальное расстояние между ротором и цилиндром), через торцевые зазоры (между крышками цилиндра и торцами ротора, между крышками и торцами пластин), а также через зазоры между пластинами и пазами ротора.

О влиянии перетечек в компрессоре на потери мощности судят по индикаторным диаграммам давлений и температур пара в ячейке [6], полученным экспериментально. Они показывают, что мгновенное количество пара в ячейке меняется по углу поворота за счет перетечек и в отдельные моменты в зависимости от режима оно может превышать количество пара, подаваемого компрессором, на 20—40%.

Несмотря на охлаждение компрессоров с помощью водяных рубашек и впрыска масла в полость сжатия, имеет место значительный подогрев пара во всасывающем тракте; всасываемому пару передается 30—35% теплоты, выделяемой в процессе сжатия и в результате трения. Поэтому сжатие, например в аммиачных компрессорах, начинается при температурах, превышающих температуру всасывания на 30—50° С, в зависимости от режима работы.

Для компрессоров с циркуляционной системой смазки условный средний показатель политропы сжатия, полученный из баланса выделяемого и отводимого в рабочем цикле количества теплоты, $n = 1{,}1 \div 1{,}2$, для компрессоров с капельной смазкой $n = 1{,}4 \div 1{,}6$.

Значительную часть потерь мощности, особенно на режимах с малыми массовыми расходами, составляют механические потери. Мощность трения ротационного компрессора зависит от ряда факторов, главными из которых являются радиус цилиндра R, частота вращения ротора n, масса m и количество пластин z.

В табл. IV-1 приведены для примера величины мощности трения, определенные экспериментально, и основные параметры компрессоров РАБ100А и Р90.

Таблица IV-1

Основные характеристики ротационных компрессоров РАБ100А и Р90

Показатели	РАБ100А	Р90
Теоретическая производительность $V_т$, м³/с	0,216	0,18
Радиус цилиндра R, м	0,127	0,0925
Частота вращения n, с⁻¹	16	24
Масса m, кг	0,34	0,24
Количество пластин z	8	8
Мощность трения $N_{тр}$, кВт	8,5	9,1

Мощность трения в зависимости от режима работы меняется незначительно и для практических расчетов может быть принята постоянной для всего диапазона работы. Около 80—90% механических потерь приходится на трение пластин по цилиндру и в пазах ротора, остальные потери — на трение в подшипниках и сальнике и на работу масляного насоса.

При уменьшении количества пластин снижаются механические потери, но возрастают перетечки внутри компрессора и депрессия на нагнетании, т. е. увеличивается индикаторная мощность. Оптимальное (с точки зре-

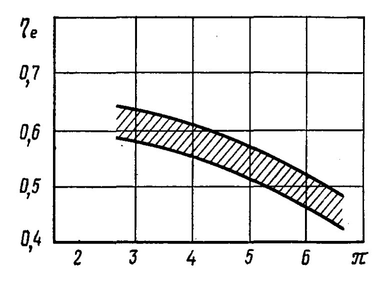


Рис. IV-5. Зависимость эффективного КПД η_e от отношения давлений.

ния суммарных индикаторных и механических потерь) количество пластин для компрессоров без разгрузочных колец составляет 8—10, с разгрузочными кольцами — 16—18.

Область значений эффективного КПД холодильных ротационных компрессоров в зависимости от отношения давлений приведена на рис. IV-5.

Основные конструктивные соотношения

Конструктивные соотношения между основными геометрическими размерами (радиусом цилиндра R, эксцентриситетом e, длиной цилиндра l) оказывают решающее влияние на объемные и энергетические показатели пластинчатого компрессора, а также на удельные массовые и габаритные характеристики.

В соответствии с формулой (IV-1) при заданных значениях теоретической производительности $V_т$ и частоты вращения n основные геометрические размеры связаны соотношением

$$Rel = C_1, \qquad \text{(IV-3)}$$

где C_1 — постоянная величина.

С точки зрения наилучшего использования полезного объема компрессора значения эксцентриситета должны быть возможно больше. Однако реально эту величину выбирают так, чтобы соблюдались два условия: возможность размещения пластины в роторе при ее минимальном вылете и отсутствие перекоса и заклинивания при максимальном. Первое условие выполняется при отношении высоты пластины к радиусу ротора

$$\frac{h}{r} = 0,5 \div 0,65;$$

второе — при отношении высоты пластины к эксцентриситету

$$\frac{h}{e} = 3,5 \div 4.$$

Бо́льшие значения соответствуют меньшим значениям разности давлений нагнетания и всасывания.

Отсюда рекомендуемое отношение эксцентриситета к диаметру цилиндра

$$\frac{e}{R} = 0,11 \div 0,15.$$

При выбранном относительном значении эксцентриситета соотношение (IV-3) приобретает вид

$$R^2 l = C_2,$$

где C_2 — постоянная величина.

Отношение l/R определяет соотношение величин радиального и торцевых зазоров, по которым главным образом происходят перетечки в компрессоре. Для получения минимальных торцевых зазоров выгодно выбирать возможно бо́льшие отношения l/R. Однако при этом возрастают радиальный зазор и защемленный объем. В компрессорах с циркуляционной смазкой последнее не имеет решающего значения. В конструкциях, где используются эффективные торцевые уплотнения (например, с помощью дисков), отношение l/R можно выбрать меньше.

На практике отношение l/R выбирают от 3,4 до 8. Такой широкий диапазон изменения l/R вызван помимо соображений, изложенных выше, также требованиями унификации ротационных компрессоров. Унифицированные компрессоры в пределах одной базы имеют одинаковые радиусы цилиндра и эксцентриситеты и отличаются лишь длиной цилиндра, ротора и пластин. Остальные детали (крышки, насосы, уплотнения и т. д.) у компрессоров одной базы одни и те же.

При выборе основных геометрических размеров необходимо учитывать, что радиус цилиндра не должен превышать величины, обусловленной допустимой средней окружной скоростью скольжения пластин по цилиндру u, которая составляет 10—16 м/с.

$$R = \frac{u}{2\pi n},$$

где n — частота вращения ротора, $с^{-1}$.

Наряду с выбором основных геометрических размеров важно определение положения кромок всасывающего и нагнетательного окон, обеспечивающих своевременные начало и конец всасывания, сжатия и выталкивания паров холодильного агента.

Обозначения углов, определяющих положение кромок окон, приведены на рис. IV-3.

Наиболее употребительные значения этих углов:

$$\delta_1 = (0,6 \div 0,8)\,\beta;$$

$$\delta_2 = \frac{\beta}{2} \div \beta;$$

$$\delta_3 = \frac{\beta}{2} \div 2\beta.$$

КОНСТРУКЦИИ И СХЕМЫ КОМПРЕССОРОВ

Конструкции холодильных ротационных компрессоров и агрегатов на их базе определяются главным образом типом смазки и способом охлаждения.

Тип смазки. От типа смазки и объемной производительности компрессора зависит количество (расход) подаваемого в компрессор масла. В компрессорах с капельной смазкой подаваемое масло предназначено только для уменьшения трения. Количество масла составляет $(0{,}3 \div 1{,}7)10^{-4}$ кг/с в зависимости от производительности компрессора. При этом бо́льшие значения расхода соответствуют бо́льшим производительностям. В таких компрессорах используют, как правило, выносные многоточечные плунжерные маслонасосы.

При циркуляционной системе смазки расходы масла существенно больше и могут соответствовать 1 кг/с на 3—3,5 м^3/с объемной производительности в случае комбинированного охлаждения (наличие охлаждающей рубашки) или 1 кг/с на 0,35 — 0,4 м^3/с производительности при охлаждении компрессора только впрыском масла (такие компрессоры называют маслозаполненными). Движение масла в этом случае осуществляется между компрессором и маслоотделителем, который установлен на нагнетании и служит одновременно емкостью для масла.

Масло в компрессор может подаваться под действием разности давлений нагнетания (в маслоотделителе) и всасывания или с помощью насоса. Поскольку в холодильных компрессорах в зависимости от режима работы перепады давлений могут существенно меняться, обычно применяют насос, располагаемый чаще в торцевой крышке компрессора и приводимый во вращение непосредственно от вала ротора. Масляный насос обеспечивает стабильную подачу масла независимо от режима работы и позволяет автоматизировать защиту компрессора от нарушений условий смазки.

При циркуляционной системе смазки в отличие от капельной требуется применение эффективных маслоотделителей [10], а также охлаждение масла перед подачей в компрессор. Циркуляционная система смазки конструктивно сложнее капельной и содержит большее количество элементов, в том числе автоматизации. Однако это усложнение оправдано тем, что помимо уменьшения трения масло, подаваемое в больших количествах, отводит часть теплоты трения и сжатия, охлаждает рабочие органы компрессора, снижая его температурный уровень. Кроме того, оно уплотняет зазоры, уменьшая вредные перетечки внутри машины, в результате чего улучшаются объемные и энергетические характеристики.

Повышение коэффициента подачи и эффективного КПД с увеличением расхода масла происходит лишь до определенного уровня. Так, для компрессоров РАБ100А и Р90 при расходах масла свыше 1 кг/с на 3,3 м^3/с производительности рост этих коэффициентов не отмечен. Дальнейшее увеличение расхода масла приводит лишь к снижению температурной напряженности компрессоров и уровня шума.

Обычная схема циркуляции масла: маслоотделитель — фильтр грубой очистки — маслонасос — маслоохладитель — фильтр тонкой очистки — компрессор — маслоотделитель.

Для уменьшения перетечек внутри компрессора рекомендуется подавать масло через торцевые зазоры, а также в нескольких точках по длине цилиндра так, чтобы масло попадало в ячейку, соответствующую началу сжатия (после перекрытия всасывающего окна).

Тип охлаждения. При капельной смазке для отвода теплоты трения и части теплоты сжатия обязательно применяют охлаждающую рубашку, водяную или масляную. Водяная рубашка эффективна и при циркуляционной системе смазки, когда количество циркулирующего масла находится в пределах 1 кг/с на 2 —3,5 м^3/с производительности. При этом до 50% теплоты отводится в рубашке циркулирующей водой.

В некоторых конструкциях, например, фирмы FES (США) в охлаждающей рубашке циркулирует масло, которое затем охлаждается в маслоохладителе, причем контур циркуляции этого масла не связан со смазкой компрессора и в соприкосновение с холодильным агентом масло не вступает.

За рубежом широко распространены холодильные маслозаполненные компрессоры без охлаждающей рубашки. Здесь охлаждение производится только маслом, впрыскиваемым в полость сжатия, которое затем охлаждается водой в маслоохладителе или другими способами. Например, в конструкциях маслозаполненных компрессоров фирмы «Frick» (США) предусмотрен также вариант, когда масло охлаждается за счет испарения холодильного агента, который впрыскивается в специальную камеру, расположенную в нагнетательной полости компрессора, с помощью терморегулирующего вентиля. Последний поддерживает температуру масла на входе в маслоотделитель в требуемых пределах.

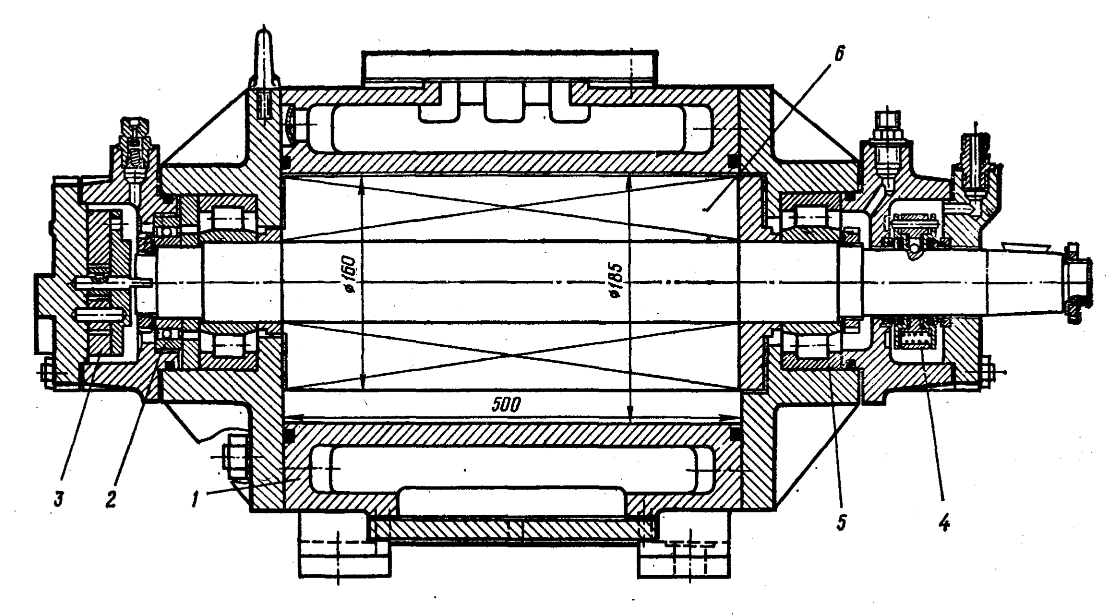


Рис. IV-6. Компрессор Р90:

1 — цилиндр; *2* — упорный подшипник; *3* — маслонасос; *4* — сальник; *5* — опорный подшипник; *6* — ротор с пластинами.

Конструкции и характеристики компрессоров. Отечественный бустер-компрессор Р90 изображен на рис. IV-6.

Стальной ротор с фрезерованными по всей длине пазами, в которых свободно размещены пластины, расположен эксцентрично в верхней части цилиндра. С торцов цилиндр закрыт крышками, в которых находятся радиальные роликоподшипники, являющиеся опорами ротора. Ротор со стороны глухой крышки фиксируется в осевом направлении с помощью радиально-упорного шарикоподшипника. С той же стороны расположен встроенный шестеренчатый маслонасос с непосредственным приводом от ротора.

Со стороны сальника к торцу ротора крепится диск, утопленный в крышке, назначение которого — уменьшать вредные перетекания через торцевой зазор. Для этой же цели подача масла в полость сжатия осуществляется через подшипниковые камеры и торцевые зазоры. Для уменьшения защемленного объема и перетеканий через радиальный зазор между ротором и цилиндром предназначена выточка в верхней части цилиндра радиусом ротора, позволяющая иметь минимальный зазор не по одной образующей, а на определенном угле.

Смазка компрессора насосно-циркуляционная, охлаждение комбинированное — впрыском масла и с помощью водяной рубашки в цилиндре.

Бустер-компрессор предназначен для встраивания в блочные одно- и двухступенчатые агрегаты, где его снабжают необходимыми элементами маслосистемы и автоматической защиты [11].

Регулирование холодопроизводительности компрессора осуществляется пуском — остановом. Из других способов регулирования как в отечественных, так и в зарубежных конструкциях наиболее распространено байпасирование с нагнетания на всасывание. Регулирование можно также осуществлять, изменяя положение кромки всасывающего окна с уменьшением начального объема ячейки.

Холодопроизводительность и потребляемая мощность компрессора при работе на аммиаке при разных температурах кипения t_0 и промежуточных $t_{пр}$ приведен на рис. IV-7.

Бессальниковый компрессор фирмы «Stal» (рис. IV-8) предназначен для работы на R22 в составе водоохлаждающих машин, т. е. в схеме одноступенчатого сжатия. Компрессоры такой конструкции имеют производительность до 60 кВт [13]. Корпус компрессора состоит из двух частей. В верхней расположены статор электродвигателя, элект-

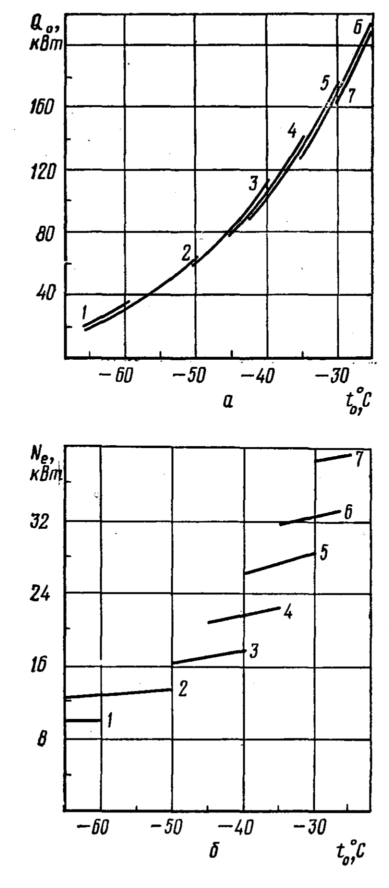


Рис. IV-7. Характеристики компрессора Р90 на аммиаке:

а — холодопроизводительность; *б* — потребляемая мощность; *1* — $t_{пр} = -30°C$; *2* — $t_{пр} = -25°C$; *3* — $t_{пр} = -20°C$; *4* — $t_{пр} = -15°C$; *5* — $t_{пр} = -10°C$; *6* — $t_{пр} = -5°C$; *7* — $t_{пр} = 0°C$.

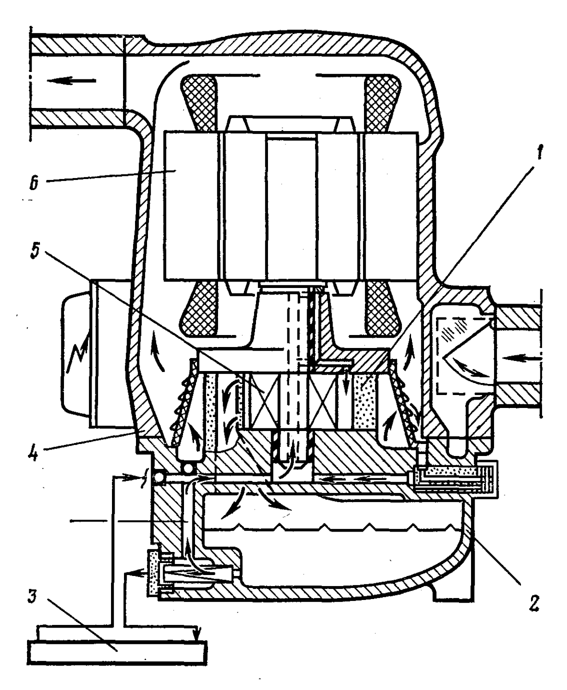


Рис. IV-8. Конструктивная схема одноступенчатого бессальникового компрессора фирмы «Stal» (Швеция):

1 — цилиндр; *2* — маслосборник; *3* — маслоохладитель; *4* — корпус; *5* — ротор с пластинами; *6* — электродвигатель.

роподсоединения, всасывающий и нагнетательный патрубки. В нижней части смонтированы все основные узлы компрессора, включая ротор двигателя, цилиндр, пластины, подшипники, масляную систему. Она служит также масляной емкостью и опорной частью компрессора. Двигатель расположен со стороны нагнетания и охлаждается сжатыми парами холодильного агента.

Компрессор имеет двухкамерную конструкцию со специально выполненным профилем цилиндра, обеспечивающим максимальную площадь ячеек, эффективное уплотнение и плавный характер скольжения пластин. Масляная система разделена на два отдельных контура. Один предназначен для смазки подшипников, другой — для охлаждения впрыском масла в рабочую камеру. Оба контура находятся под определенным промежуточным давлением, а масляная емкость — под давлением нагнетания (конденсации), поэтому насос для циркуляции масла отсутствует. Компрессор может быть приспособлен для использования в цикле с двукратным дросселированием (см. с. 73) подобно винтовым компрессорам.

КОНСТРУКЦИЯ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ

Основными деталями компрессора являются цилиндры, роторы, пластины и подшипники.

Цилиндры пластинчатых компрессоров выполняют, как правило, чугунными, литыми, с водяной охлаждающей рубашкой или без нее. Они могут иметь одно или несколько всасывающих и нагнетательных окон по длине, которые располагаются перпендикулярно или наклонно к образующей цилиндра.

Основные требования к рабочей поверхности: высокая чистота обработки и повышенная твердость (более 190НБ).

Роторы в основном изготовляют из стали. В крупных машинах применяют комбинированные роторы: чугунный барабан, в котором нарезаются пазы для пластин, насажен на стальной вал. Пазы под пластины располагают радиально или с наклоном в сторону вращения.

В некоторых конструкциях во избежание касания о цилиндр при чрезмерном износе подшипников ротор размещают в верхней части цилиндра по вертикали или несколько смещенным в сторону нагнетательных окон. Для уменьшения перетеканий сжимаемой среды через торцевые зазоры на одном или обоих торцах ротора расположены диски, которые утоплены в торцевых крышках.

Наиболее распространены пластины из неметаллических материалов, изготовленных прессованием тканей, пропитанных специальными смолами.

Эти материалы имеют достаточно высокий предел прочности, термическую стойкость до 160—180° С, сравнительно низкий коэффициент трения (0,08—0,12) по чугуну в присутствии масла, низкую плотность (1,6—1,9 г/см³), которая непосредственно влияет на мощность трения и позволяет выдержать при малой массе пластин достаточную ширину пазов, чтобы обеспечить технологичность их изготовления. Неметаллические пластины скользят непосредственно по рабочей поверхности цилиндра с окружной скоростью 10—16 м/с; при этом в присутствии смазки достигается необходимый ресурс. Пластины по длине выполняют короче ротора с учетом разницы в коэффициентах линейного расширения материалов пластин и ротора, а также их абсолютной длины. Толщина пластин меньше ширины паза на 0,2—0,4 мм, чтобы обеспечить свободное движение их в пазах.

Применение металлических пластин усложняет компрессоры конструктивно и технологически, так как требуется использование вращающихся колец или барабанов, на которые опираются пластины. Металлические пластины без разгрузочных колец применяют лишь в компрессорах малой производительности с окружными скоростями 7—8 м/с. В таких случаях к физико-механическим свойствам самих пластин и рабочей поверхности цилиндра предъявляют особые требования.

В качестве опорных *подшипников* чаще используют подшипники качения с цилиндрическими роликами, имеющие высокие коэффициенты работоспособности и обеспечивающие простоту сборки и разборки компрессора.

Компрессоры снабжают также подшипником, фиксирующим ротор в осевом направлении. В компрессорах двойного действия в качестве опорных наиболее целесообразно применение подшипников скольжения, так как в этом случае радиальные нагрузки фактически отсутствуют.

Конструкции остальных узлов и деталей (насосы, сальники, фильтры и т. п.) аналогичны тем, что применяются в холодильных компрессорах других типов.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a — глубина, м;
C — коэффициент, постоянная величина;
e — эксцентриситет, м;
f — площадь, м²;
G — расход, кг/с;
h — высота, м;
l — длина, м;
m — масса, кг;
N — мощность, кВт;
n — частота вращения, 1/с;
n — показатель политропы сжатия;
R, r — радиус, м;
t — температура, °С;
u — окружная скорость, м/с;
V — объем, м³/с;
z — количество пластин, ячеек;
β — угол, рад, град;
δ — угол, рад, град;
ε — степень сжатия;
η — КПД;
λ — коэффициент подачи или его составляющие;
π — отношение давлений;
φ — угол, рад, град;

Индексы

0 — кипение;
1, 2, 3 — условные обозначения;
а — холодильный агент;
ад — адиабатический;
вн — внутренний;
вс — всасывание;
г — геометрический;
к — конец сжатия;
н — нагнетание;
пр — промежуточный;
т — теоретический;
тр — трение;
e — эффективный;
max — максимальный.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ардашев В. И. Исследование рабочего процесса ротационных пластинчатых компрессоров. Дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук. М.: МВТУ им. Баумана, 1963. — 140 с.

2. Головинцов А. Г. и др. Ротационные компрессоры/[Головинцов А. Г., Румянцев В. А., Ардашев В. И. и др.]. — М.: Машгиз, 1964. — 314 с.

3. Креймер Н. Г., Пытченко В. П., Шумов В. С. Испытание холодильных аммиачных ротационных бустер-компрессоров. — Холодильная техника, 1967, № 10, с. 50—54.

4. Креймер Н. Г., Пытченко В. П. Насосно-циркуляционная система смазки ротационных бустер-компрессоров. — Холодильная техника, 1969, № 6, с. 10—12.

5. Креймер Н. Г., Пытченко В. П. Индицирование ротационных пластинчатых компрессоров. — Холодильная техника, 1973, № 2, с. 7—10.

6. Креймер Н. Г., Пытченко В. П. Исследование рабочих процессов в холодильном ротационном компрессоре. — В сб. трудов ВНИХИ: Совершенствование оборудования холодильных установок. М., 1975 г. с. 49—65.

7. Пешти Ю. В. Исследование ротационных машин с неметаллическими пластинами. Дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук. М.: МВТУ им. Баумана, 1962. — 134 с.

8. Пытченко В. П. Реконструкция системы смазки у компрессорных агрегатов АКРАБ100. — Холодильная техника, 1972, № 8. с. 49.

9. Пытченко В. П., Шумов В. С. Особенности эксплуатации холодильных ротационных бустер-компрессоров. — Холодильная техника, 1974, № 1, с. 47—48.

10. Пытченко В. П., Таран Н. Н. Опыт использования циклонных маслоотделителей в агрегатах с компрессорами РАБ100. — Холодильная техника, 1975, № 3, с. 50—51.

11. Рывкина В. П., Шапошников Ю. А., Шумов В. С. Двухступенчатый компрессорный агрегат АД90-3. — Холодильная техника, 1975, № 8, с. 40.

12. Garland M. W. «Large rotary multi-vane compressors». ASHRAE № 7, 1967, p. 54—56.

13. Glanvall R. V. «Development of Rotary-vane compressors for Air—Conditioning applications». Progress in Refrigeration science and technology. volume 11. v/o Vneshtorgizdat Moscow USSR. 1978, p. 911—917.

ГЛАВА V
ГЕРМЕТИЧНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ КОМПРЕССОРЫ[1]

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Герметичным называют компрессор, помещенный вместе с электродвигателем в кожух. Кожух состоит из двух штампованных полукожухов, соединяемых, как правило, сваркой (иногда используют разборное фланцевое соединение). Это — наиболее распространенный тип холодильных компрессоров. Их используют во всех бытовых компрессионных холодильниках, большей части торгового холодильного оборудования, автономных кондиционерах, мелких водоохладителях и другом оборудовании. Диапазон применения герметичных компрессоров непрерывно расширяется.

Герметичные компрессоры разделяют по следующим признакам (см. схему).



По принципу действия компрессоры разделяют на поршневые с возвратно-поступательным движением рабочего органа (поршня) и ротационные с вращательным движением рабочего органа (ротора).

По принципу действия двигателя различают поршневые герметичные компрессоры с вращательным и колебательным электроприводом. Последние в свою очередь могут быть двух типов: электродинамические с подвижным электромагнитом и неподвижным постоянным магнитом и электромагнитные, в которых движется постоянный магнит, а электромагнит неподвижен.

По типу механизма движения поршневые компрессоры с вращательным приводом классифицируют на кривошипно-шатунные, кривошипно-кулисные и аксиальные с ка-

[1] Глава написана при участии канд. техн. наук Б. Д. Редкозуба.

ющейся или вращающейся косой шайбой.

По кинематической схеме ротационные компрессоры разделяют на компрессоры с катящимся ротором (ось которого вращается вокруг неподвижной оси цилиндра) и пластинчатые (с неподвижной осью ротора, расположенной эксцентрично относительно оси цилиндра).

По частоте вращения компрессоры разделяют на имеющие синхронную частоту 25 и 50 c^{-1} (при токе частотой 50 Гц), 30 и 60 c^{-1} (при 60 Гц), 50 и 66,7 c^{-1} (при 400 Гц). В настоящее время в основном изготовляют модели с частотой вращения 50 и 60 c^{-1}.

По типу встроенного электродвигателя различают компрессоры однофазные и трехфазные.

По числу цилиндров компрессоры могут быть с 1, 2, 3, 4 и более цилиндрами.

По диапазону температур кипения t_0 различают высокотемпературные (с $t_0 = -10°$ С и выше), среднетемпературные (с $t_0 = -25 \div -10°$ С) и низкотемпературные (с $t_0 = -25°$ С и ниже) компрессоры.

Герметичные компрессоры могут иметь в кожухе давление всасывания или давление нагнетания (поршневые компрессоры, как правило, имеют в кожухе давление всасывания, ротационные — давление нагнетания).

По производительности компрессоры с объемом, описанным поршнями до 3,5 дм³/с (около 12,5 м³/ч) относят к малым, а с объемом более 3,5 дм³/с — к крупным герметичным компрессорам.

К поршневым герметичным относят также экранированные компрессоры, ротор двигателя которых отделен от статора тонкостенным экраном, приваренным к кожуху (ротор омывается холодильным агентом, статор — воздухом).

Герметичные компрессоры обладают рядом преимуществ перед открытыми и бессальниковыми компрессорами. Герметичные компрессоры более компактны и удобны для агрегатирования, имеют меньшие металлоемкость и габариты, при достаточно большой серийности производства они дешевле в изготовлении, обладают большей надежностью.

Поршневые и ротационные герметичные компрессоры имеют близкие показатели качества. Сравнение многопластинчатых ротационных (с вращающимся ротором) компрессоров и компрессоров с катящимся ротором показывает, что у последних меньше потери трения и износы, большая долговечность.

Экранированные компрессоры характеризуются повышенной ремонтопригодностью, но энергетически они менее эффективны, чем герметичные, и имеют худшие виброакустические характеристики.

Поршневые герметичные компрессоры имеют наиболее широкое применение.

Малые поршневые герметичные компрессоры используют в бытовых холодильниках и в торговом оборудовании малой емкости (прилавки, витрины, охладители напитков, льдогенераторы и др.), преимущественно полностью монтируемом на заводе-изготовителе.

Крупными герметичными компрессорами комплектуют машины для охлаждения воды и других жидких теплоносителей, торговое холодильное оборудование большой емкости, специализированные машины для сельского хозяйства, автономные кондиционеры, термокамеры и др. Окончательная сборка таких машин, как правило, производится на месте эксплуатации.

Компрессоры с кривошипно-кулисным механизмом движения получили наибольшее распространение в домашних холодильниках. Более крупные компрессоры изготовляют преимущественно с кривошипно-шатунным механизмом. Аксиальные компрессоры с косой шайбой применяют главным образом в автомобильных кондиционерах.

Ротационными компрессорами комплектуют среднетемпературные холодильные шкафы, неприлавочные витрины для охлаждения бутылок, автоматы газированной воды, водоохладители, льдогенераторы; наибольшее применение они находят в бытовых кондиционерах.

Экранированные поршневые компрессоры имеют ограниченное применение. Их используют главным образом в торговом оборудовании в случаях, когда холодильную машину монтируют на месте эксплуатации.

Поршневые герметичные компрессоры изготовляют Харьковский завод холодильных машин (ХЗХМ), московский завод «Искра» и другие заводы. Ротационные герметичные компрессоры изготовляют рижский завод «Компрессор» (РЗК), бакинский завод «Кондиционер» и др.; экранированные поршневые компрессоры — Ярославский завод холодильных машин (ЯЗХМ). Производством герметичных компрессоров для бытовых холодильников занят ряд заводов, крупнейший среди которых — Мажейкяйский завод компрессоров.

В качестве холодильных агентов в герметичных компрессорах получил самое большое распространение R12. Его применяют как в домашних холодильниках, так и в большинстве торговых машин. Компрессоры, предназначенные для работы в кондиционерах с обычным диапазоном температур, работают чаще всего на R22. В низкотемпера-

турных машинах используют также R22, но последнее время для этого диапазона все чаще применяют R502. В установках кондиционирования при высоких температурах конденсации применяют при $t_{о.с}$ до +60° С R12, при $t_{о.с}$ до 100° С — R114.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА

Особенности рабочего процесса герметичного поршневого компрессора

Процесс сжатия в герметичном поршневом компрессоре практически не отличается от процесса сжатия в любом поршневом компрессоре со встроенным электродвигателем, поэтому при расчетах можно пользоваться формулами, приведенными в главе I.

Основные особенности рабочего процесса герметичного поршневого компрессора обусловлены следующими причинами:

более интенсивным внутренним теплообменом между всасываемым паром и встроенным электродвигателем, а также между всасываемым и нагнетаемым паром;

относительно большими перетечками пара между цилиндром и поршнем, не имеющим поршневых колец;

более интенсивным теплообменом между компрессором и окружающим воздухом;

повышенной пульсацией давления во всасывающем канале, в результате которой давление в начале сжатия в ряде случаев особенно в одноцилиндровых компрессорах оказывается выше давления перед всасывающим патрубком компрессора (явление наддува);

всасыванием влажного пара (в некоторых типах зарубежных машин жидкость подается в кожух компрессора для его охлаждения и испаряется до поступления в цилиндр).

Ниже рассматривается влияние перечисленных факторов на работу компрессора.

Внутренний теплообмен. В герметичных компрессорах всасываемый пар до поступления в цилиндр проходит по всасывающему каналу, имеющему относительно большую протяженность, и омывает встроенный электродвигатель. Для более интенсивного охлаждения обмоток двигателя на роторе часто устанавливают крыльчатку. Также развит, и нагнетательный канал, включающий в себя компенсационную петлю и глушитель пульсаций. Все это обусловливает интенсивный теплообмен между всасываемым и нагнетаемым паром.

На графиках (рис. V-1) показано типичное изменение температуры холодильного агента в среднетемпературном герметичном компрессоре ФГ 0,7 ~ 3 номинальной холодопроизводительностью 815 Вт. На пути от входного патрубка до всасывающей трубки пар нагревается на 40—70°С, а во всасывающей трубке и полости — еще на 10—20°С. Повышение температуры пара в цилиндре перед началом сжатия составляет лишь 10—20% общего подогрева в процессе всасывания.

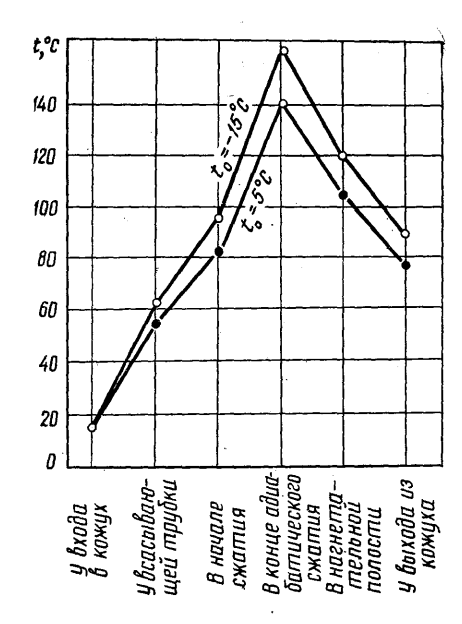


Рис. V-1. Изменение температуры холодильного агента в герметичном компрессоре ФГ 0,7 ~ 3 при $t_к$=30°С.

Более интенсивный внутренний теплообмен в герметичном компрессоре приводит к относительно большим объемным и энергетическим потерям.

Перетечки пара между поршнем и цилиндром. В герметичных компрессорах обычно нет поршневых колец. Это позволяет уменьшить износ цилиндра и облегчает пуск компрессора, но вместе с тем значительно усиливает отрицательное влияние перетечек пара между поршнем и цилиндром.

Относительная величина перетечек тем больше, чем меньше производительность компрессора, и особенно велика в низкотемпературных машинах. С увеличением износа в процессе эксплуатации перетечки возрастают. При этом снижаются как объемные, так и энергетические характеристики компрессоров.

Теплообмен компрессора с окружающим воздухом. В герметичных компрессорах теп-

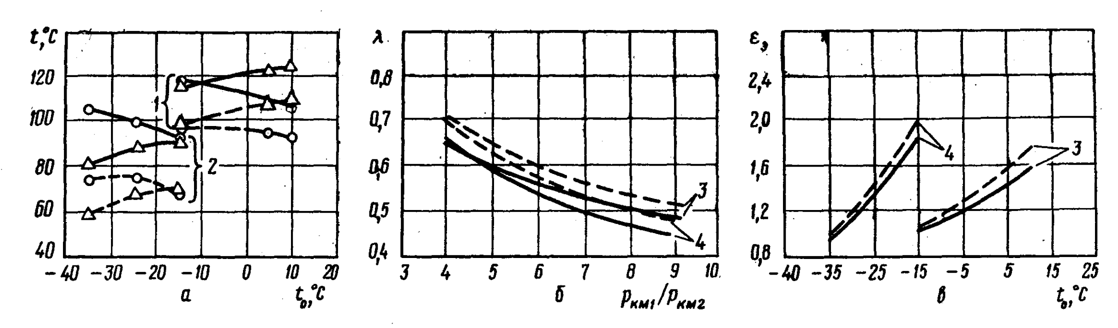


Рис. V-2. Влияние принудительного движения воздуха у кожуха на характеристики герметичного компрессора ФГ 0,7~3:

а — температуры: △ — нагнетания; ○ — обмотки встроенного электродвигателя; *1* — R12; $t_к = 55°C$; *2* — R12; $t_к = 40°C$;

б — коэффициент подачи; *3* — R12; $t_к = 65°C$; *4* — R22; $t_к = 30°C$;

в — холодильный коэффициент. Пунктир — данные опытов с обдувом кожуха.

лоотдача окружающему воздуху обычно оказывает значительное влияние на рабочий процесс. Это вызвано несколькими причинами: большим отношением поверхности кожуха, через которую передается теплота, к количеству циркулирующего холодильного агента; близостью температуры кожуха к температуре цилиндров; применением конденсаторов с принудительным движением воздуха, поток которого также охлаждает компрессор.

Влияние интенсивности движения воздуха у кожуха на характеристики компрессора [23] представлено на рис. V—2: в случае принудительного движения воздуха снижается температурный уровень компрессора (рис. V-2, *а*), растут рабочие коэффициенты (рис. V-2, *б*, *в*). При повышении температуры окружающего воздуха интенсивность теплоотдачи в окружающую среду уменьшается и соответственно падают энергетические и объемные коэффициенты; в герметичных компрессорах торгового холодильного оборудования при повышении температуры окружающего воздуха на 10°С рабочие коэффициенты снижаются на 0,5—1%.

Уравнение теплового баланса компрессора, записанное в безразмерной форме

$$\frac{G_а\,(i_{км2} - i_{км1})}{N_э} + \frac{Q_{о.с}}{N_э} + \frac{Q_{охл}}{N_э} = 1,$$

показывает, какая доля подведенной к компрессору энергии передается холодильному агенту (первое слагаемое) и окружающей среде естественным путем (второе слагаемое) и отводится с помощью специальных охлаждающих устройств (третье слагаемое). Обычно $\frac{Q_{о.с}}{N_э} = 0,4 \div 0,8$.

Пульсации давления пара во всасывающем канале. Пульсация давления может оказать существенное влияние на работу компрессора. Особенно велико это влияние в случае резонанса, т. е. при совпадении частоты собственных колебаний газового столба с частотой вращения компрессора. При резонансе с первой гармоникой (волнами наибольшей длины) производительность может снизиться более чем на треть, при резонансе со второй гармоникой — повыситься на четверть. В герметичных компрессорах длину всасывающей трубки внутри кожуха обычно выбирают так, что производительность вследствие пульсаций во всасывающем канале несколько возрастает. Энергетические характеристики компрессора при этом незначительно снижаются.

Всасывание влажного пара. В малых компрессорах, особенно работающих в составе машин с капиллярными трубками, на переходных режимах и при значительных отклонениях условий работы от расчетных бывают случаи попадания влажного пара в кожух компрессора. Это же может происходить и при малых перегревах пара в испарителе.

Температура всасываемого пара обычно выше температуры кипения, но уносимые потоком капли жидкости не успевают испариться до входа в компрессор и превращаются в пар в кожухе. С ростом перегрева всасываемого пара при постоянных давлениях кипения и конденсации сухость пара x и его температура быстро растут [18]. После достижения $x = 1$ температурный уровень

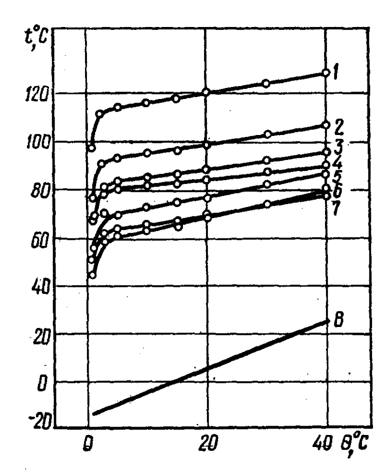


Рис. V-3. Зависимость температур герметичного компрессора от перегрева и сухости всасываемого пара:

температуры: 1 — нагнетательной полости; 2 — стенки цилиндра; 3 — масла; 4 — в нагнетательном патрубке; 5 — во всасывающей полости; 6 — перед всасывающей трубкой; 7 — кожуха; 8 — перед всасывающим патрубком.

компрессора пропорционален перегреву (рис. V-3); в данных опытах $x = 1$ достигалась при перегреве Θ от 3 до 6°С. Избыточное поступление жидкости приводит к уносу смазочного масла из компрессора и снижает долговечность последнего. Поэтому в установках, где возможна конденсация холодильного агента в кожухе компрессора во время стоянки (например, в круглогодичных кондиционерах в холодное время года), предусматривают специальные устройства, чаще всего электронагреватели, для устранения этой опасности.

Компрессоры, в кожух которых по условиям работы может попадать жидкий холодильный агент, часто снабжают установленной на всасывании емкостью, предназначенной для отделения жидкости от потока всасываемого пара.

Рабочие коэффициенты поршневых герметичных компрессоров

Коэффициент подачи (*наполнения*) λ герметичного компрессора определяют таким же образом, как коэффициент подачи любого поршневого холодильного компрессора (см. главу \ I).

Объемный коэффициент λ_c. Величина относительного мертвого пространства в герметичных поршневых компрессорах составляет 0,03—0,05 (меньшее значение относится к компрессорам большей производительности). Значения показателя политропы обратного расширения, как правило, находятся в диапазоне от 1 до 1,1.

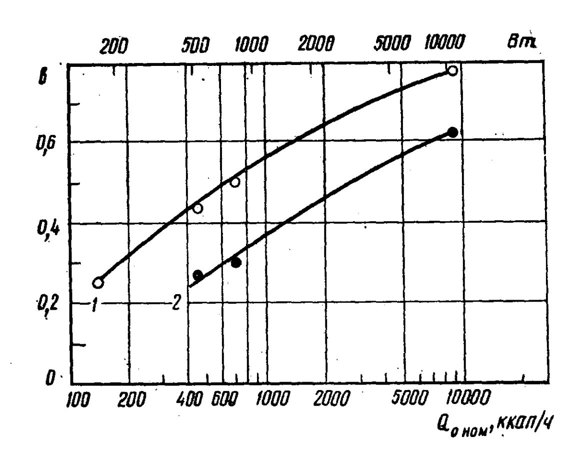


Рис. V-4. Значение коэффициента b при свободном (1) и принудительном (2) движении воздуха у кожуха.

Коэффициент дросселирования $\lambda_{др}$ близок к 1, а при использовании явления наддува может достигать 1,02.

Коэффициент подогрева λ_w. Этот коэффициент оказывает наибольшее влияние на коэффициент подачи герметичного компрессора. Коэффициент подогрева, представляющий собой отношение удельных объемов пара во всасывающем патрубке и в цилиндре в начале сжатия, определяют по формуле [20]

$$\lambda_w = \frac{T_{км1}}{aT_к + b\Theta}.$$

Здесь a и b — постоянные, зависящие от величины компрессора и способа его охлаждения. Обычно $1{,}05 \leqslant a \leqslant 1{,}2$; значения b представлены на рис. V-4.

В герметичных компрессорах при сухом ходе обычно $\lambda_w = 0{,}75 \div 0{,}80$ (в высокотемпературных — $\lambda_w = 0{,}80 \div 0{,}85$).

Подогрев пара на пути от всасывающего патрубка компрессора до входа в цилиндр в несколько раз больше, чем подогрев в цилиндре перед началом сжатия.

Коэффициент плотности $\lambda_{пл}$. Обычно значение этого коэффициента у высокотемпературных герметичных компрессоров составляет около 0,95, у среднетемпературных — около 0,9 и у низкотемпературных — около 0,85.

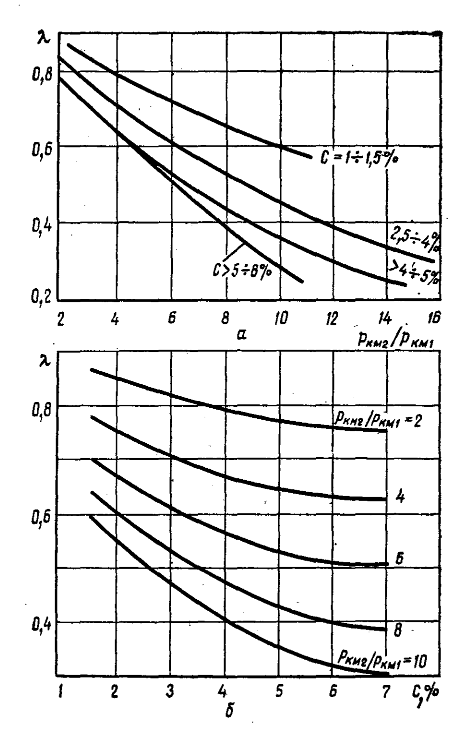


Рис. V-5. Зависимость коэффициентов подачи герметичных компрессоров от отношения давлений (*а*) и относительного мертвого пространства (*б*).

Коэффициент подачи можно приближенно представить в виде зависимости от величин относительного мертвого пространства и отношения давлений нагнетания и всасывания [20]. Такие зависимости приведены на рис. V-5.

Адиабатные внутренние КПД герметичных компрессоров составляют от 0,5 до 0,75 (у компрессоров бытовых холодильников — от 0,35 до 0,72). Меньшие значения относятся к работе при больших отношениях давлений.

Энергетические потери от подогрева равны соответствующим объемным потерям. Энергетические потери от протечек сжатого пара из цилиндра также близки к объемным. Эти потери становятся заметными при больших отношениях давления нагнетания и всасывания, а также при увеличении зазора между цилиндром и поршнем в результате износа.

Механический КПД зависит от вязкости смеси масла и холодильного агента. Зависимость механических потерь герметичного компрессора от температуры масла [24] приведена на рис. V-6, *а*. На рис. V-6, *б* показаны потери трения холостого хода $N_{тр.х}$, поршня $N_{тр.порш}$ и вала (включая затраты мощности в насосе) $N_{тр.вал}$ герметичных компрессоров с частотой вращения 25 и 50 $с^{-1}$. Механические КПД среднетемпературных герметичных компрессоров торгового оборудования находятся в пределах от 0,7 до 0,9, у компрессоров бытовых холодильников — обычно от 0,4 до 0,7.

Электрические потери (в двигателе) часто являются основными в герметичных компрессорах, КПД *двигателей* зависит от их номинальной мощности (рис. V-7) и рабочей нагрузки. Обобщенные значения коэффициента $\eta_э$ герметичных компрессоров представлены на рис. V-8. Нормативные значения *холодильного коэффициента* $\varepsilon_э$ для отечественных малых герметичных компрессоров представлены на рис. V-9, *а*. Показатели герметичных поршневых и ротационных компрессоров, а также компрессоров, работающих на R22 и R12, практически одинаковы. Холодильный коэффициент—функция отношений давлений нагнетания и всасывания. Эта зависимость для герметичных компрессоров представлена на рис. V-9, *б*.

Перегрев всасываемого пара влияет на работу герметичного компрессора. Перегрев

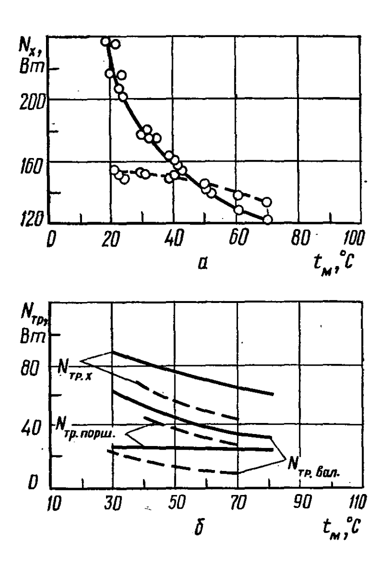


Рис. V-6. Механические потери герметичных компрессоров:

а — зависимость мощности холостого хода компрессора ФГ 0,7∼3 от температуры масла: сплошная линия при давлении R12 0,1 МПа; пунктир при давлении R12 0,37 МПа; *б* — потери трения холостого хода компрессора торгового оборудования: сплошная линия при n=50 $с^{-1}$; пунктир при n=25 $с^{-1}$.

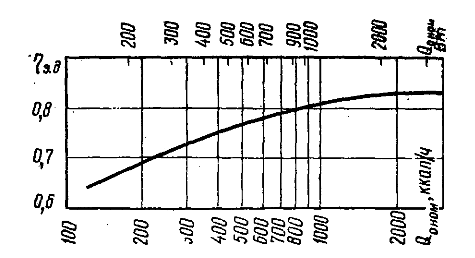


Рис. V-7. Зависимость КПД электродвигателей малых холодильных компрессоров от номинальной мощности.

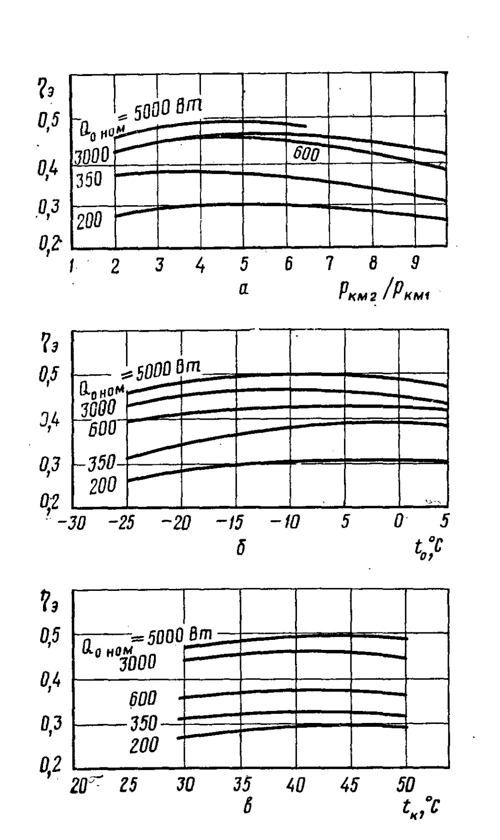
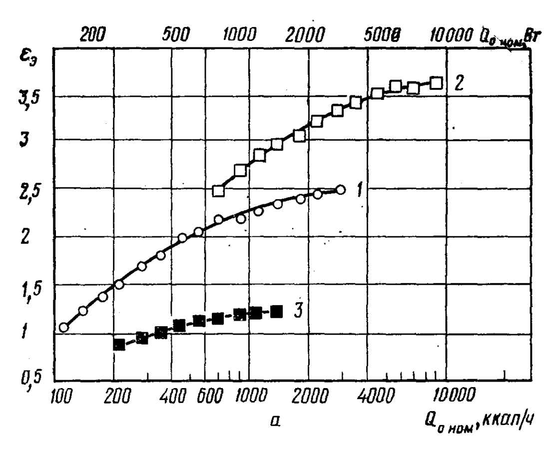


Рис. V-8. Обобщенные значения электрического КПД герметичных компрессоров в зависимости:

а — от отношения давлений; *б* — от температуры кипения; *в* — от температуры конденсации.



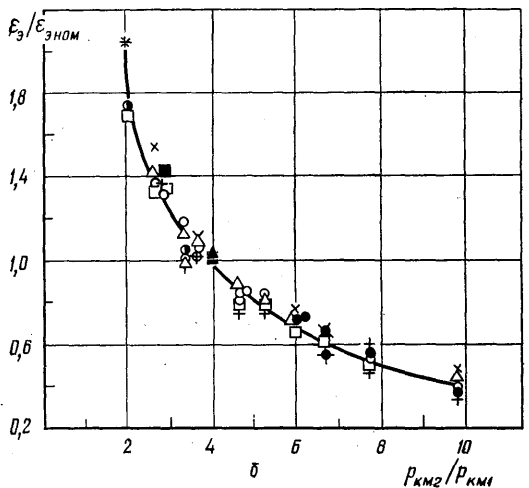


Рис. V-9. Зависимость холодильных коэффициентов герметичных компрессоров:

а — от номинальной холодопроизводительности: *1* — среднетемпературные компрессоры; *2* — высокотемпературные; *3* — низкотемпературные; *б* — от отношения давлений нагнетания и всасывания.

всасываемого пара у входа в компрессор

$$\Theta = t_{\text{км}1} - t_0$$

приводит к повышению коэффициента подогрева компрессора λ_w. При всасывании сухого пара эту зависимость можно представить в виде

$$(\lambda_w)_\Theta = (\lambda_w)_{\Theta=0}\,(1 + \alpha\Theta).$$

Для малых герметичных компрессоров $\alpha = (0{,}25 \div 0{,}35)10^{-2}\text{К}^{-1}$. Массовая производительность компрессора с ростом пере-

грева снижается, что учитывается формулой

$$(G_a)_\Theta = (G_a)_{\Theta=0} \frac{(\lambda)_\Theta}{(\lambda)_{\Theta=0}} \cdot \frac{1}{1+\frac{\Theta}{T_0}}.$$

Холодопроизводительность в случае полезного использования перегрева возрастает

$$(Q_0)_\Theta = (Q_0)_{\Theta=0} (1 + \alpha'\Theta).$$

Для герметичных компрессоров, работающих на R12, R22 и R502, можно принять соответственно $\alpha' = 0{,}4 \cdot 10^{-2}$; $0{,}3 \cdot 10^{-2}$ и $0{,}5 \cdot 10^{-2}$ K^{-1}.

Холодильный коэффициент

$$(\varepsilon_э)_\Theta = (\varepsilon_э)_{\Theta=0} (1 + \alpha'\Theta).$$

С ростом перегрева холодопроизводительность и холодильный коэффициент действительной холодильной машины с герметичным компрессором растут быстрее, чем у теоретической машины; вместе с тем повышается температурный уровень компрессора, что может привести к снижению его надежности. Это ограничивает возможность применения регенеративных теплообменников в машинах с компрессорами, имеющими высокий температурный уровень.

Особенности расчета герметичного компрессора с катящимся ротором

Рабочие процессы ротационных компрессоров. Имеют следующие основные особенности по сравнению с процессами поршневых компрессоров:

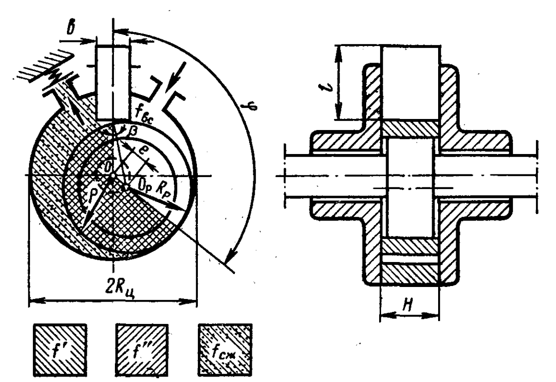


Рис. V-10. Схема ротационного компрессора с катящимся ротором.

объемы всасывания и сжатия по углу поворота вала у сравниваемых компрессоров изменяются по разным законам;

в ротационном компрессоре процессы всасывания и сжатия протекают одновременно, в поршневом чередуются через 180° поворота вала;

ротационные компрессоры всегда прямоточные, в то время как герметичные поршневые непрямоточные.

Объем сжатия в ротационном компрессоре (рис. V-10)

$$V_{сж} = f_{сж} H.$$

Из схемы теоретического ротационного компрессора [7] следует, что

$$f_{сж} = f' - f''.$$

С изменением угла поворота φ меняется площадь сжатия $f_{сж}$. Это изменение описывается выражением

$$f_{сж} = \frac{1}{2}\left(\int_\varphi^{2\pi} R_ц^2 d\varphi - \int_\varphi^{2\pi} \rho^2 d\varphi\right),$$

где ρ — радиус-вектор из центра 0 до окружности ротора — величина, переменная по углу поворота.

$$\rho = R_р \cos\beta \pm e\cos\varphi,$$

$$\beta = \arcsin \frac{e}{R_р} \sin\varphi,$$

$$e = R_ц - R_р \text{ — эксцентриситет вала.}$$

Введем безразмерные параметры: относительный эксцентриситет $\psi_р = \frac{2e}{D_р}$ и относительную высоту $K_р = \frac{H}{D_р}$.

С учетом этих параметров

$$\rho = R_р (\cos \arcsin \psi_р \sin\varphi \pm \psi_р \cos\varphi),$$

а объем сжатия

$$V_{сж} = R_р^3 K_р \{\pi/360 \, [(360-\varphi)(\psi_р^2 + \psi_р) + \arcsin(\psi_р \sin\varphi)] + \frac{1}{2} \psi_р \sin\varphi \, [\varphi + \arcsin\varphi\,(\psi_р \sin\varphi)]\}. \quad \text{(V-1)}$$

Последнее выражение выведено без учета объема, занимаемого лопастью компрессора. Этот объем можно определить по формуле

$$V_л = \frac{b}{2}(1 + \sin\varphi)(1 - \cos\varphi)\, eH. \quad \text{(V-2)}$$

Как правило, $b \cong 2e$, в этом случае

$$V_л = 2R_р^3 \psi_р^2 K_р (1 + \sin\varphi)(1 - \cos\varphi).$$

Объем сжатия действительного компрессора

$$V_{сж\cdot д} = V_{сж} - V_л,$$

где $V_{сж}$ определяется по выражению (V-1), а $V_л$ — по выражению (V-2).

При $\varphi = 0$

$$V_{вс} = V_{сж} = \frac{\pi}{4}\left(D_ц^2 - D_р^2\right) H,$$

или

$$V_{вс} = V_{сж} = 2\pi R_р^3 \psi_р K_р (2 + \psi_р).$$

Расход холодильного агента, подаваемого компрессором, можно определить, зная $V_{вс}$ и коэффициент подачи λ, так же, как и для поршневого компрессора.

К основным геометрическим размерам компрессора с катящимся ротором относятся диаметр ротора $D_р$, эксцентриситет e и высота цилиндра H. Для их определения должны быть предварительно выбраны безразмерные параметры $\psi_р$ и $K_р$, после чего

$$D_р = V_{вс}^{1/3}\left[\frac{4}{\pi K_р \psi_р (2 + \psi_р)}\right]^{1/3};$$

$$e = \frac{\psi_р D_р}{2} \text{ и}$$

$$H = K_р D_р.$$

Выбор безразмерных параметров и некоторых конструктивных размеров. К основным показателям, определяющим технический уровень компрессора, относят холодильный коэффициент, удельную материалоемкость, надежность и долговечность, уровень шума и вибраций и себестоимость компрессора. Влияние безразмерных параметров $\psi_р$ и $K_р$ на перечисленные показатели часто противоречиво, в связи с чем выбор их зависит от назначения компрессора, свойств предполагаемых к применению материалов, особенностей технологического процесса производства и других факторов [9].

При увеличении $K_р$ растут перетечки пара через зазоры, ухудшаются энергетические коэффициенты компрессора, повышается стоимость его изготовления. С уменьшением $K_р$ возрастают нагрузки в подшипниках, что снижает долговечность компрессора. Оптимальное значение $K_р$ лежит в пределах от 0,25 до 0,75 хотя в зарубежной практике встречаются компрессоры, имеющие $K_р$ до 1,2.

Увеличение $\psi_р$ желательно с точки зрения увеличения рабочего объема компрессора, снижения нагрузок на подшипники, но ограничивается допустимыми величинами контактного напряжения в паре лопасть — ротор. Для компрессоров торгового холодильного оборудования оптимальные значения $\psi_р$ составляют 0,14—0,16. Толщину лопасти b отечественных компрессоров выбирают из условия $b \geqslant 2e$, а в зарубежных конструкциях — $b = (0{,}6 \div 1{,}2)e$. Паз лопасти в цилиндре должен обеспечивать нормальную работу лопасти, длина которой $l = (5 \div 10)e$. Высоту эксцентрикового подшипника выбирают на 1—3 мм меньше высоты цилиндра H.

Для предотвращения потерь от сверхсжатия и улучшения шумовых характеристик цилиндр в зоне 340°—0—20° выполняют с радиусом $R'_ц$, отличным от $R_ц$

$$R'_ц = R_ц - (0{,}01 \div 0{,}02) R_ц,$$

а его центр смещают ближе к мертвой точке на величину $e' = 0{,}06R_ц$.

Определение рабочих коэффициентов. Коэффициент подачи ротационных компрессоров определяют по формулам, справедливым для поршневых компрессоров. При определении объемного коэффициента величину относительного мертвого пространства следует принимать равной 0,02—0,03; показатель политропы обратного расширения составляет 1,09—1,12. Коэффициент дросселирования следует принимать равным 1 в связи с малыми (из-за отсутствия всасывающего клапана) дроссельными потерями.

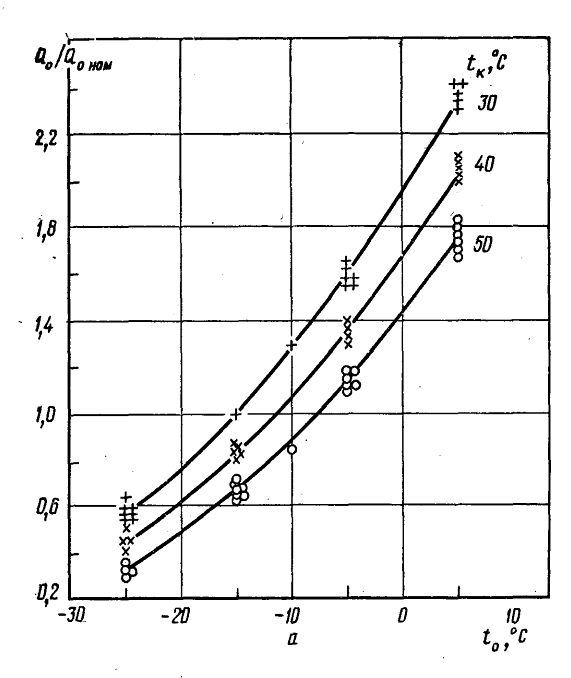
Коэффициент подогрева для ротационных компрессоров с давлением всасывания в кожухе можно определять по эмпирической зависимости [7].

$$\lambda_w = AT_к - B(T_{км1} - T_0),$$

пользуясь (в диапазоне 30°C $\leqslant t_к \leqslant$ 50°C) следующими значениями постоянных коэффициентов: при работе на R12 $A = 2{,}98 \times 10^{-3}$, $B = 3{,}25 \cdot 10^{-3}$; при работе на R22 $A = 2{,}57 \cdot 10^{-3}$; $B = 1{,}06 \cdot 10^{-3}$; при работе на R502 $A = 2{,}75 \cdot 10^{-3}$, $B = 1{,}8 \cdot 10^{-3}$.

Коэффициент плотности ротационных компрессоров составляет: 0,82—0,92 при частоте вращения 50 $с^{-1}$ и 0,75—0,88 при 25 $с^{-1}$.

Для оценки энергетических коэффициентов ротационных компрессоров можно пользоваться обобщенными зависимостями $\eta_э$, приведенными на рис. V-8.



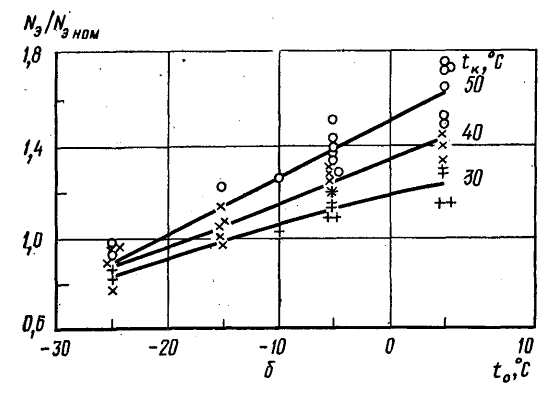


Рис. V-11. Обобщенные характеристики малых холодильных компрессоров:

а — холодопроизводительность; *б* — потребляемая мощность.

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, КОНСТРУКЦИИ, УЗЛЫ И ДЕТАЛИ

Основные параметры

Характеристики (зависимости холодопроизводительности и потребляемой мощности от режима работы) могут быть представлены в обобщенном виде [22]. На рис. V-11 показано изменение величины $Q_0/Q_{0ном}$ и $N_э/N_{э.ном}$ в зависимости от температур кипения и конденсации для компрессоров номинальной холодопроизводительностью от 160 до 14 000 Вт с относительным мертвым пространством 4—5%. Отклонение действительных величин от обобщенных значений составляет в среднем 4% и не превышает 12%.

Основные параметры герметичных компрессоров с кривошипно-кулисным механизмом движения и синхронной частотой вращения 50 $с^{-1}$ (3000 об/мин) и технические требования к ним указаны в ГОСТ 17008—71. Компрессоры должны иметь номинальную холодопроизводительность 46, 75, 116, 145 и 180 Вт (40, 65, 100, 125 и 155 ккал/ч соответственно) при температуре кипения —20°С, конденсации 55°С, всасывания 32°С и переохлаждения 32°С. Компрессоры предназначены для работы в диапазоне температур кипения от —30 до —5°С, конденсации до 55°С, окружающего воздуха от 16 до 32°С.

Компрессоры для торгового холодильного оборудования по ГОСТ 22502—77 изготовляют с синхронной частотой вращения 25 и 50 $с^{-1}$. Предусмотрено изготовление компрессоров в трех исполнениях: среднетемпературном С (диапазон температур кипения от —25 до —10°С, R12), низкотемпературном Н (от —40 до —25° С, R22 или R502), высокотемпературном В (ранее П) (от —10 до +10°С, R22).

Условия работы (при которых определяют номинальную холодопроизводительность и потребляемую мощность), принятые в СССР, приведены в таблице V-1.

Таблица V-I

Условия работы для определения номинальной холодопроизводительности и потребляемой мощности компрессоров для торгового холодильного оборудования

Исполнение	Температура, °С			
	кипения	конденсации	всасывания	переохлаждения
С	—15	30	20	25
Н	—35	30	20	25
В	5	40	20	35

Параметрический ряд герметичных компрессоров установлен в соответствии с 10-м рядом предпочтительных чисел по ГОСТ 8032—56; номинальные холодопроизводительности образуют ряд $(Q_0)_{i+1} \cong 1,25\ (Q_0)_i$.

Приняты следующие значения холодопроизводительностей: 220, 280, 350, 450, 550, 700, 1100, 1400, 1800, ... ккал/ч. В настоящее время используют близкий к принятому ряд в единицах системы СИ: 250, 345, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, ... Вт. Каждый четвертый член этого ряда вдвое больше первого, что соответствует переходу от одно- к двухцилиндровому компрессору. Холодопроизводительность одного и того же компрессора при работе в номинальном высокотемпературном режиме примерно вдвое больше, чем в среднетемпературном. В низкотемпературном номинальном режиме при работе на R22 компрессор имеет номинальную производительность (при мертвом объеме до 4%) примерно в два раза меньше. Как правило, при этом номинальная мощность электродвигателя сохраняется.

В технических требованиях к герметичным компрессорам указано, что температура конденсации допускается до 55°С, всасывания — до 35°С (у компрессоров исполнения Н с изоляцией обмотки встроенного электродвигателя класса А, работающих на R22, до 50 и 25°С, соответственно), колебания напряжения электрического тока допускаются в широких пределах — от —15 до +10% номинального значения.

В связи с отсутствием поршневых колец предусмотрено ограничение зазоров между поршнем и цилиндром (от 10 до 20 мкм) и высокие требования к шероховатости поверхности ($R_a = 0{,}08 \div 0{,}16$ мкм). Такие же требования предъявляют и к остальным трущимся деталям. Для обеспечения необходимой долговечности установлены жесткие требования к осушке компрессоров.

Предусмотрена высокая степень унификации различных моделей. Основные параметры поршневых герметичных компрессоров с частотой вращения 25 $с^{-1}$, выпускаемых ХЗХМ, приведены в табл. V-2.

Таблица V-2

Основные параметры поршневых герметичных компрессоров с частотой вращения 25 $с^{-1}$

Марка (исполнение)	Номинальная холодопроизводительность, Вт	Номинальная холодопроизводительность, ккал/ч	Потребляемая мощность, кВт, не более	Масса, кг, не более
ФГ (среднетемпературное)	525	450	0,26	23,5
	640	550	0,31	25,5
	815	700	0,27	28
	1280	1100	0,56	32
ФГН (низкотемпературное)	255	220	0,29	25
	325	280	0,35	28
	405	350	0,41	30
	640	550	0,57	36

Герметичные компрессоры общего назначения имеют синхронную частоту вращения, равную промышленной частоте переменного тока (50 или 60 Гц). Номенклатура этих компрессоров и технические требования к ним в основном аналогичны изложенным выше (для компрессоров с 25 $с^{-1}$).

Основные параметры высокооборотных компрессоров для холодильных агрегатов по ГОСТ 22502—77 приведены в табл. V-3.

Таблица V-3

Основные параметры компрессоров с частотой вращения 50 $с^{-1}$

Исполнение	Номинальная холодопроизводительность, Вт	Номинальная холодопроизводительность, ккал/ч	Потребляемая мощность, кВт, не более	Масса, кг, не более
Среднетемпературное	255	220	0,17	12
	325	280	0,19	13
	405	350	0,23	14
	525	450	0,26	17
	640	550	0,31	19
	815	700	0,37	22
	1050	900	0,47	24
	1280	1100	0,56	26
Низкотемпературное	255	220	0,29	18
	325	280	0,35	20
	405	350	0,41	22
	525	450	0,49	24
	640	550	0,57	26
	815	700	0,70	29
	1050	900	0,87	32
Высокотемпературное	815	700	0,33	13
	1050	900	0,39	14
	1280	1100	0,45	15

Здесь холодопроизводительность и мощность приведены при условиях работы, указанных в начале раздела, при номинальном напряжении электрического тока (с увеличением напряжения мощность возрастает). Масса компрессоров дана без массы масла и пускозащитной аппаратуры. Для однофазных компрессоров допускается увеличение потребляемой мощности на 5% значений, приведенных в табл. V-3.

Для крупных герметичных компрессоров стандартом СТ СЭВ 1573-79 установлены сравнительные температурные режимы для оп-

Таблица V-4

Условия работы для определения холодопроизводительности и потребляемой мощности крупных герметичных компрессоров

Исполнение	Холодильный агент	Температура, °С		
		кипения	всасывания	конденсации
Высокотемпературное	R12, R22 R12, R22	5 5	20 32	45 55
Среднетемпературное	R12, R22, R502 R12, R22, R502 R12, R22, R502 R12, R22, R502 R12, R22, R502	—15 —15 —25 —25 —25	32 20 20 —10 32	55 40(30) 40 40 55
Низкотемпературное	R12, R22, R502, R13B1 R502	—35(—40) —35(—40) —35(—40)	0 0 0	40(30) 40(30) 55

Примечания: 1. Значения, указанные в скобках, не предпочтительны.

2. Расчетная величина переохлаждения жидкого холодильного агента по отношению к температуре конденсации равна нулю.

3. Температура окружающего воздуха при температуре конденсации 55°С равна 32±1°С, а в остальных случаях — 22 ±5°С.

Таблица V-5

Основные параметры крупных герметичных компрессоров, находящихся в эксплуатации

Показатели	ФГ 2,8	ФГ 5,6
Ход поршня, мм	40	40
Диаметр цилиндра, мм	50	50
Частота вращения вала, c^{-1}	24	24
Расчетная предельная разность давлений ($p_{км2} — p_0$), МПа	1,18	1,18
Расположение цилиндров	Горизонтальное, угловое	Горизонтальное, рядное, угловое
Число цилиндров	2	4
Объем, описанный поршнями, дм³/с	3,8	7,6
Номинальная холодопроизводительность*, кВт	3,15	6,3
Номинальная потребляемая мощность*, кВт	1,3	2,6
Длина, мм	400	420
Ширина, мм	390	420
Высота, мм	410	520
Масса компрессора, заправленного маслом, кг	60	90

* При работе на R12 и условиях, указанных в табл. V-1 (исполнение С).

ределения холодопроизводительности и потребляемой мощности. Эти режимы приведены в табл. V-4.

Основные параметры крупных герметичных компрессоров, находящихся в эксплуатации, приведены в табл. V-5.

Параметры нового ряда компрессоров по ОСТ 2603-945—74 приведены в табл. V-6.

Таблица V-6

Основные параметры герметичных компрессоров, выпускаемых по ОСТ 2603-945—74

Показатели	ПГ5	ПГ7	ПГ10
Ход поршня, мм	32	32	32
Диаметр цилиндра, мм	42	42	42
Частота вращения вала, $с^{-1}$	47,7	47,7	47,7
Расчетная предельная разность давлений ($P_{КМ2}-P_0$), МПа	2,06	2,06	2,06
Расположение цилиндров	Горизонтальное, рядное, угловое	Горизонтальное, угловое	Горизонтальное, рядное, угловое
Число цилиндров	2	3	4
Объем, описанный поршнями, $дм^3/с$	4,16	6,25	8,32
Номинальная холодопроизводительность*, кВт	5,8	8,7	11,6
Номинальная потребляемая мощность*, кВт	2,6	3,9	5,2
Длина, мм	380	460	425
Ширина, мм	360	458	420
Высота, мм	480	480	535
Масса компрессора, заправленного маслом, кг	58	63	71

* При работе на R22 и температурах кипения —15°С, всасывания 20°С, конденсации 30°С, перед регулирующим вентилем 30°С.

Конструкции и технические характеристики

Малые поршневые герметичные компрессоры для бытовых холодильников. В бытовых холодильниках применяют одноцилиндровые герметичные компрессоры, работающие на R12. Современные модели имеют синхронную частоту вращения 50 $с^{-1}$ (при частоте тока 50 Гц), вертикальный вал, кривошипно-кулисный или шатунно-кривошипный (с разъемным шатуном) механизм движения. Широко распространены также более ранние конструкции с частотой вращения 25 $с^{-1}$, с горизонтальным валом и шатунно-кривошипным механизмом [6].

В настоящее время ряд заводов изготовляет компрессор ФГ 0,100 номинальной холодопроизводительностью 116 Вт (100 ккал/ч) с частотой вращения 50 $с^{-1}$. Номинальная потребляемая мощность 135 Вт. Диаметр цилиндра 22 мм, ход поршня 12 мм. Компрессор (рис. V-12, *а*) с горизонтальным цилиндром *4* и вертикальным валом *11* расположен в стальном штампованном кожухе *1* с крышкой *10*. Статор *2* электродвигателя крепится к корпусу *3* болтами, ротор расположен на валу *11* компрессора. Механизм движения кривошипно-кулисный: кривошип *6* перемещает ползун *8* в кулисе *7*, припаянный к поршню *5*. Вал *11* одновременно служит центробежным масляным насосом: масло поступает в вертикальное отверстие, смещенное относительно оси, и под действием центробежной силы подается в спиральные канавки на поверхности коренной шейки

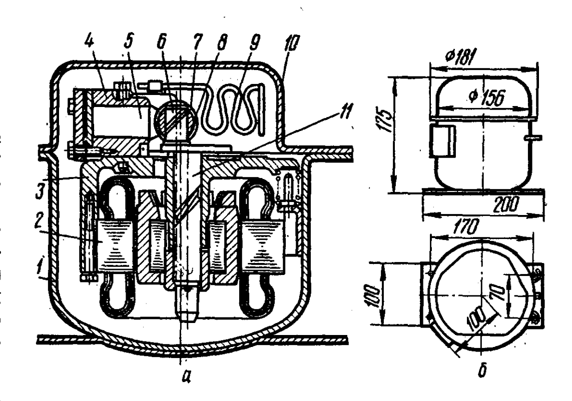


Рис. V-12. Компрессор ФГ 0,100:

а — разрез: *1* — кожух; *2* — статор; *3* — корпус; *4* — цилиндр; *5* — поршень; *6* — кривошип; *7* — кулиса; *8* — ползун; *9* — трубчатый глушитель; *10* — крышка кожуха; *11* — вал; *б* — внешний вид.

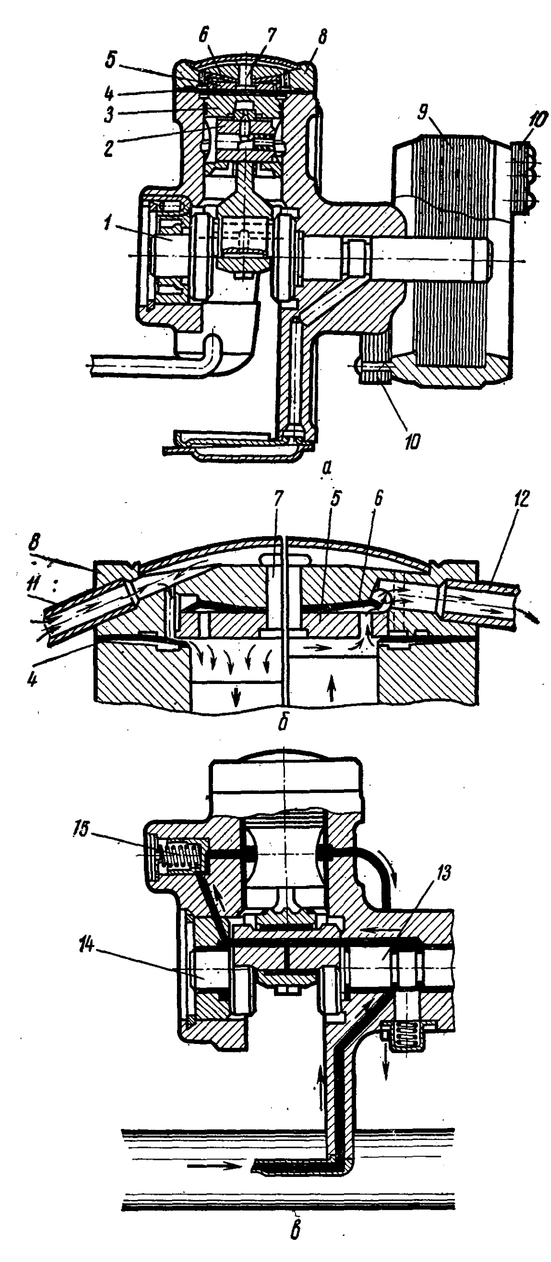


Рис. V-13. Компрессор ФГ 0,14:

а — разрез; *б* — клапанная группа; *в* — система смазки; *1* — коленчатый вал; *2* — поршневой палец; *3* — поршень; *4* — пластина всасывающего клапана; *5* — клапанная плита; *6* — пластина нагнетательного клапана; *7* — заклепка; *8* — крышка; *9* — ротор; *10* — противовесы; *11, 12* — всасывающая и нагнетательная трубки; *13, 14* — подшипники; *15* — редукционный клапан.

кривошипа. Для снижения шума предназначены всасывающий и нагнетательный глушители, отлитые заодно с корпусом, и трубчатый глушитель *9*. Клапаны упругие, консольные. Проходные контакты состоят из токоведущего стержня и стеклянной изоляции в стальной втулке. Масса компрессора 9 кг. Габаритные размеры показаны на рис. V-12, *б*. Электродвигатель однофазный с расщепленной фазой. Допустимые отклонения напряжения электрической сети от —15 до + 10% номинального. Кожух компрессора должен сохранять прочность и плотность при избыточном давлении 2 МПа (20 кгс/см²). Сопротивление электрической изоляции в холодном состоянии не менее 10 МОм. Уровень звука компрессора в установившемся режиме не более 43 дБА, при пуске и остановке 50 дБА. В меньшем масштабе выпускается компрессор ФГ 0,125.

Некоторые заводы продолжают выпуск компрессоров ФГ 0,14 (модели КХ-1005 и КХ-1010), которые имеют холодопроизводительность 165 Вт (140 ккал/ч) при температурах кипения — 15°С, конденсации 30°С, всасывания 15°С, переохлаждения 25°С. Синхронная частота вращения 25 $с^{-1}$. Диаметр цилиндра 27 мм, ход поршня 16 мм. Это — основная модель, применявшаяся в отечественных бытовых холодильниках до освоения компрессора ФГ 0,100.

Собственно компрессор с ротором без кожуха показан на рис. V-13, *а*. Коленчатый вал *1* горизонтальный, шатун с разъемной нижней головкой. Противовес *10* прикреплен к ротору *9*. Пластина *4* всасывающего клапана (рис. V-13, *б*) прижата крышкой *8* к цилиндру, пластина *6* нагнетательного клапана расположена между крышкой *8* и плитой *5*, соединенных заклепкой *7*. Смазка (рис. V-13, *в*) принудительная, ротационным насосом, ротором которого служит часть коленчатого вала с эксцентриковой выточкой. Масло подается к подшипнику *13* и через сверление в валу к подшипнику *14*, редукционному клапану *15* и в цилиндр компрессора. Глушители шума всасывания состоят из двух, а нагнетания из четырех штампованных камер с отверстиями в перегородках. Виброизоляторы пружинные внешние, от двух до четырех в зависимости от исполнения компрессора. Кожух из стальной оребренной трубы, к которой приварены две крышки. В кожух запрессованы статор электродвигателя и фланец корпуса компрессора.

Электродвигатель однофазный с расщепленной фазой, номинальной мощностью 90 Вт, напряжение 220 В (модель КХ-1010) или 127 В (модель КХ-1005). Масса компрессора 14 кг.

Наиболее крупным производителем гер-

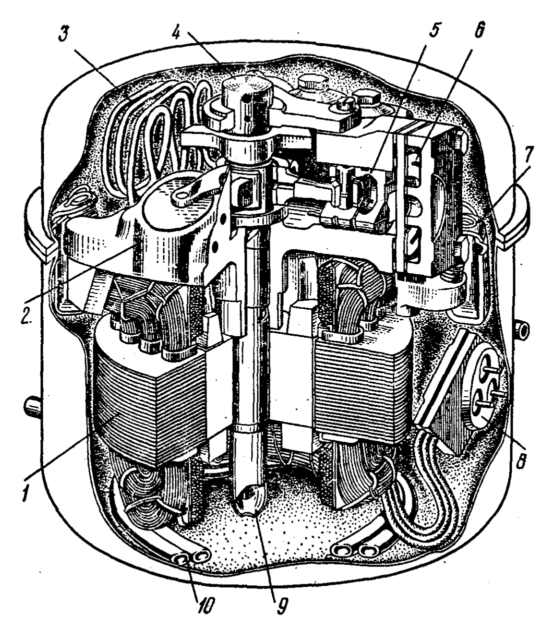


Рис. V-14. Компрессор АЕ фирмы «Tecumseh» (США):

1 — статор; *2* — камерный глушитель; *3* — трубчатый глушитель; *4* — коленчатый вал; *5* — поршень; *6* — нагнетательный клапан; *7* — амортизатор; *8* — проходные контакты; *9* — удлинитель масляного насоса; *10* — охладитель.

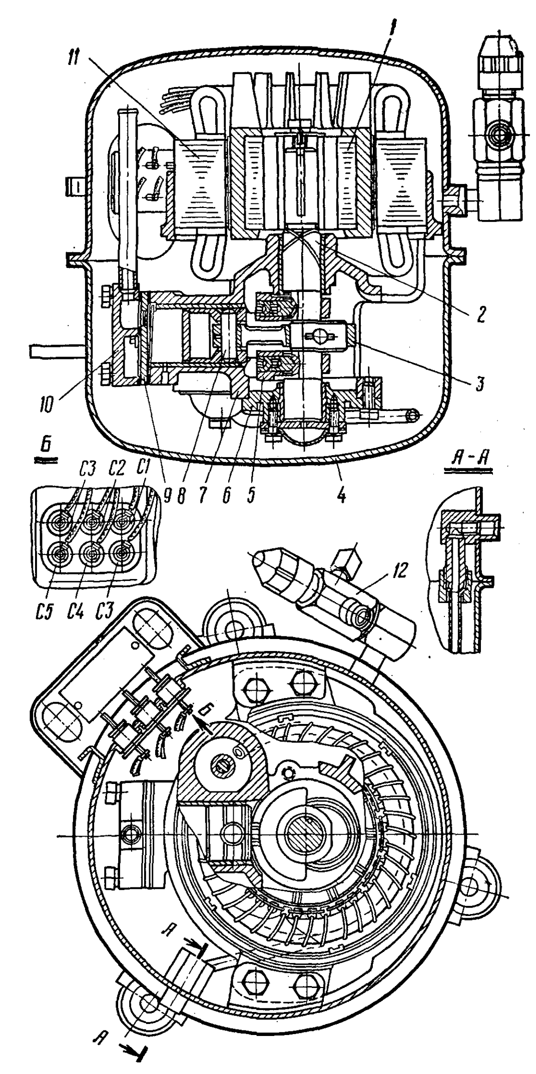


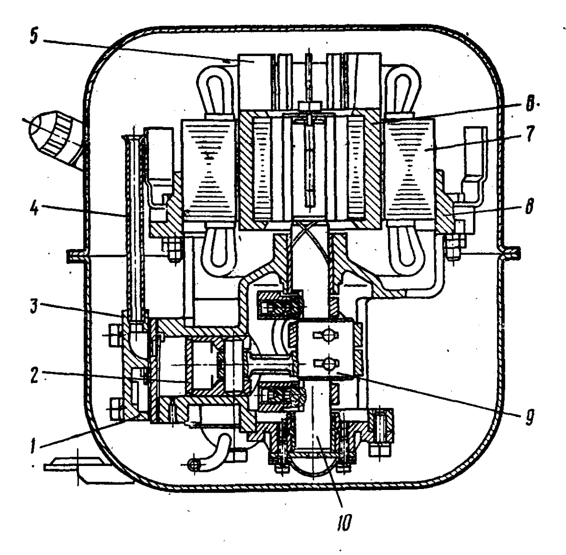
Рис. V-15. Герметичный компрессор ХЗХМ ФГ 0,45∼3:

1 — статор; *2* — эксцентриковый вал; *3* — шатун; *4* — кожух; *5* — противовес; *6* — опора; *7* — корпус; *8* — палец; *9* — клапанная группа; *10* — крышка цилиндра; *11* — статор; *12* — вентиль.

метичных поршневых компрессоров за рубежом является фирма «Tecumseh» (США) вместе с работающими по ее лицензиям фирмами «L'unité Hermetique» (Франция), «Aspera Friga» (Италия), «Unidad Hermetica» (Испания) и др. На рис. V-14 показан компрессор с вертикальным коленчатым валом, изготавливаемый для бытовых холодильников фирмой «Tecumseh» (США). Холодильный агент R12. Холодопроизводительность низкотемпературных моделей от 120 до 250 Вт, среднетемпературных — от 450 до 900 Вт. Диаметр цилиндров от 20,8 до 25,4 мм, ход поршня от 9,2 до 14,9 мм, частота вращения 60 $с^{-1}$, масса от 7,3 до 8,9 кг. В низкотемпературных моделях предусмотрен трубчатый охладитель *10*, расположенный в нижней части кожуха под уровнем масла. Холодильный агент из компрессора поступает в дополнительный конденсатор, потом в трубчатый охладитель и далее в основной конденсатор.

Диаметры цилиндров компрессоров, работающих на R12, R22 и R502, одинаковы, ход поршня изменяется в широких пределах.

Оптимальное отношение хода поршня к диаметру цилиндра S/D зависит от частоты вращения: у компрессоров с $n = 25$ $с^{-1}$ эта величина больше $(S/D)_{опт} = 0{,}65$; при $n = 50$ $с^{-1}$ это отношение уменьшается до 0,5. В связи с требованиями унификации допускаются отклонения в пределах



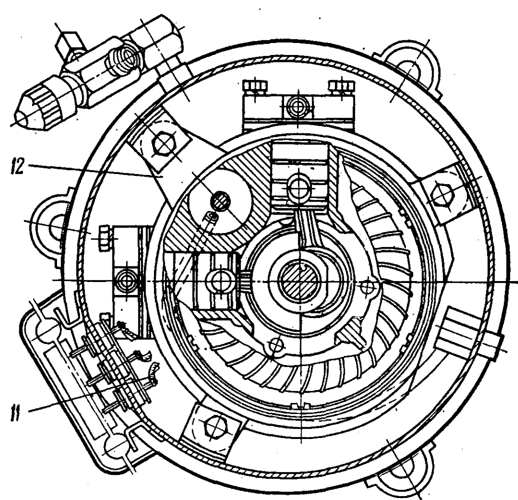


Рис. V-16. Герметичный компрессор ХЗХМ ФГ 0,7 ~ 3:

1 — цилиндр; *2* — поршень; *3* — крышка цилиндра; *4* — всасывающая трубка; *5* — крыльчатка ротора; *6* — ротор; *7* — статор; *8* — корпус; *9* — противовес; *10* — эксцентриковый вал; *11* — проходной контакт; *12* — лапа опорная.

$$0,75(S/D)_{опт} \leqslant S/D \leqslant 1,25\,(S/D)_{опт}.$$

Герметичные поршневые компрессоры для торгового оборудования. Компрессор ФГ 0,45 ~ 3 номинальной холодопроизводительностью 525 Вт (450 ккал/ч), одноцилиндровый (рис. V-15) относится к среднетемпературным компрессорам (ХЗХМ). Диаметр цилиндра 36 мм, ход поршня 22 мм. Эксцентриковый вал вертикальный со съемными противовесами. Шатун бронзовый, неразъемный. Горизонтальный цилиндр и нагнетательный глушитель, а также верхний подшипник вала отлиты из чугуна заодно с корпусом, в верхнюю часть которого запрессован статор электродвигателя.

Всасываемый пар из вентиля поступает в трубку, охлаждая по пути встроенный электродвигатель. Клапаны упругие, консольные, из ленты толщиной 0,25 мм, клапанные доски стальные.

Смазка подается по двум вертикальным сверлениям в эксцентриковом валу (т. е. двумя центробежными насосами) к коренным и шатунным шейкам вала. Виброизоляторы резиновые, наружные, устанавливаются под лапами кожуха.

Электродвигатель трехфазный номинальной мощностью 0,25 кВт, напряжением 220/380 В. В верхней части кожуха расположены тепловое защитное реле и шесть проходных контактов, позволяющих соединять обмотки в звезду и треугольник.

Компрессор ФГ 0,55 ~ 3 номинальной холодопроизводительностью 640 Вт (550 ккал/ч) имеет такую же конструкцию, но имеет ход поршня 27 мм, а номинальную мощность двигателя 0,37 кВт. Компрессор ФГ 0,7 ~ 3 номинальной холодопроизводительностью 815 Вт (700 ккал/ч) также в высокой степени унифицирован с остальными, но он имеет два цилиндра, расположенных под углом 90° (рис. V-16). Между цилиндрами в корпусе расположен общий нагнетательный глушитель. Диаметр цилиндра, как и в остальных моделях 36 мм, ход поршня 18 мм. Для разгрузки при пуске в цилиндре на середине хода поршня сделано отверстие 0,5 мм. После остановки компрессора отверстия открываются. Они закрываются в начале хода сжатия, потеря производительности составляет 1—3%. Шатуны, поршни, клапаны, электродвигатель такие же, как в компрессоре ФГ 0,55 ~ 3.

Компрессор ФГ 1,1 ~ 3 номинальной холодопроизводительностью 1280 Вт (1100 ккал/ч) отличается от предыдущего ходом поршней (27 мм) и мощностью двигателя (0,55 кВт).

Низкотемпературные компрессоры ХЗХМ в высокой степени унифицированы со среднетемпературными. Холодильный агент R22, смазочное масло ХФ 22с-16.

Температурный уровень низкотемпературных компрессоров выше, чем у среднетемпературных с тем же объемом, описанным поршнем. Это вызвано тем, что при работе компрессора в низкотемпературном режиме количество циркулирующего холодильного

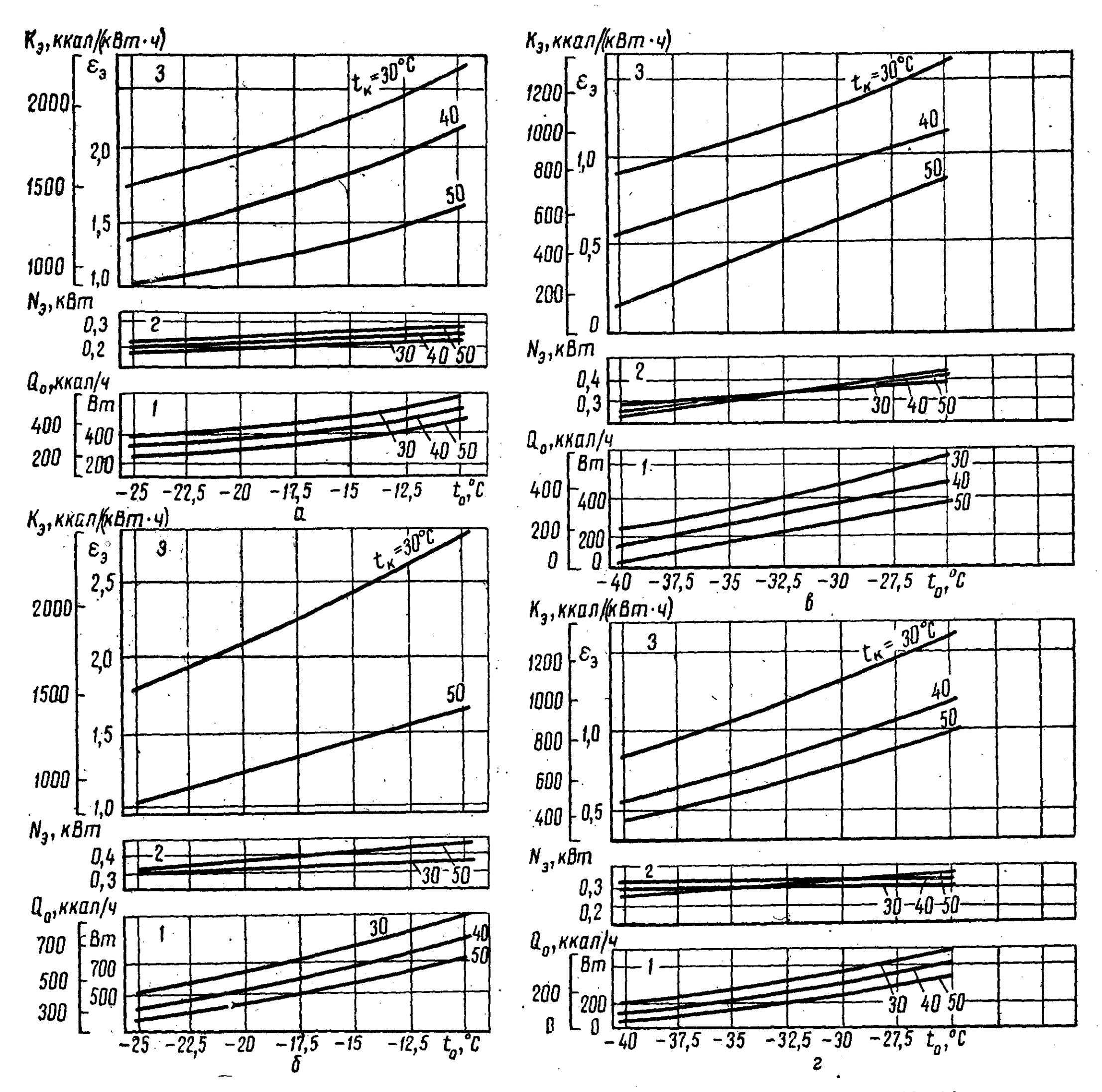


Рис. V-17. Технические характеристики герметичных компрессоров ХЗХМ:

а — ФГ 0,45 ∼ 3; *б* — ФГ 0,7 ∼ 3; *в* — ФГН 0,28 ∼ 3; *г* — ФГН 0,22 ∼ 3;
1 — холодопроизводительность; *2* — потребляемая мощность; *3* — холодильный коэффициент.

агента в несколько раз меньше, а удельная работа сжатия больше. Поэтому для охлаждения в ряде конструкций используют специальные устройства. Ранее в компрессорах ФГН для этой цели применяли резиновую диафрагму, упирающуюся в верхний полукожух, которая направляла весь всасываемый холодильный агент в зазор между статором и ротором. Температура обмотки благодаря этому снижалась на несколько десятков градусов. В дальнейшем в агрегатах ВН с этим компрессором были установлены вентиляторы типа К-95 и удлиненные диффузоры, обеспечивающие более интенсивное охлаждение компрессоров. Это позволило в моделях ФГН 0,22 ∼ 3 и ФГН 0,28 ∼ 3 отказаться от применения резиновых диафрагм.

Компрессор ФГН 0,22 ∼ 3 номинальной холодопроизводительностью 255 Вт (220

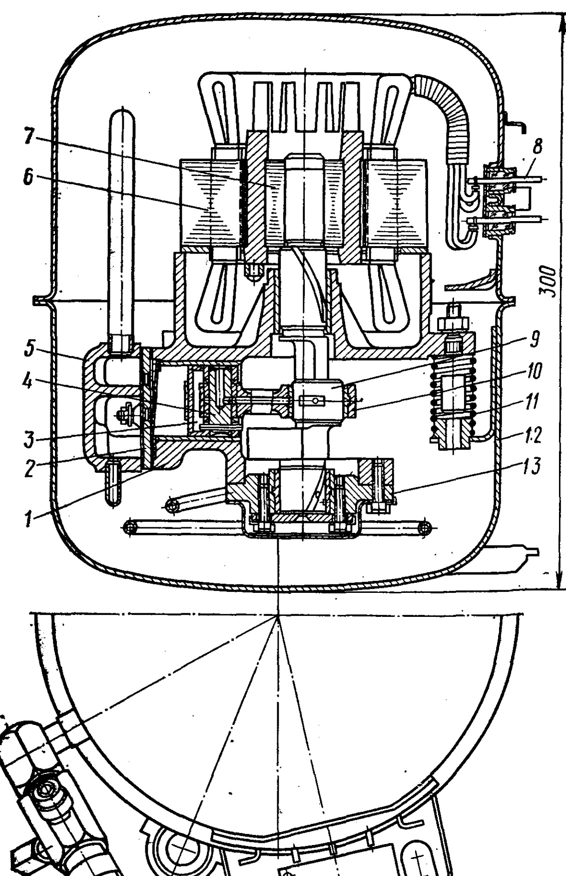


Рис. V-18. Герметичный высокооборотный компрессор ФГС 0,7∼3 (2):

1 — корпус; 2 — клапанная группа; 3 — поршень; 4 — палец; 5 — крышка цилиндра; 6 — статор; 7 — ротор; 8 — проходной контакт; 9 — эксцентриковый вал; 10 — шатун; 11 — пружина подвески; 12 — кожух; 13 — опора.

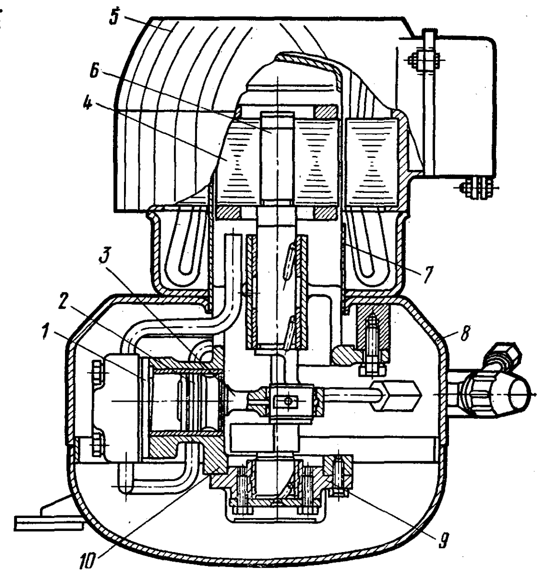


Рис. V-19. Конструкция экранированных компрессоров ФГэС 0,7∼3 (2) и ФГэС 1,1∼3 (2):

1 — клапанная группа; 2 — поршень; 3 — шатун; 4 — ротор; 5 — статор; 6 — эксцентриковый вал; 7 — экран; 8 — кожух; 9 — опора вала; 10 — корпус.

ккал/ч) почти не отличается от компрессора ФГ 0,45∼3 (см. рис. V-15). Увеличена лишь номинальная мощность встроенного электродвигателя (0,37 кВт), для чего принята бóльшая длина статора. Это потребовалось (несмотря на вдвое меньшую номинальную производительность) в связи со значительно меньшим холодильным коэффициентом компрессора в низкотемпературном режиме и бóльшим моментом сопротивления при пуске (с отепленным оборудованием).

Компрессор ФГН 0,28∼3 таким же образом унифицирован со среднетемпературным компрессором ФГ 0,7∼3 (см. рис. V-16). В данном случае отношение номинальных холодопроизводительностей среднетемпературного ($t_0 = -15°$ С, $t_к = 30°$ С, R22) и низкотемпературного ($t_0 = -30°$ С, $t_к = 30°$ С, R22) компрессоров меньше, чем обычно (2 : 1) в связи с относительно малым ходом поршня ($S = 18$ мм).

Технические характеристики герметичных компрессоров ХЗХМ представлены на рис. V-17.

Компрессоры ХЗХМ характеризуются высокой степенью унификации: во всех моделях использованы одинаковые поршни, шатуны, поршневые пальцы, клапанные группы и крышки цилиндров, одинаковы размеры коренных и шатунных шеек эксцентриковых валов, диаметры статоров и роторов, одинаковы проходные контакты и запорные вентили. Кожухи одноцилиндровых компрессоров имеют диаметр 235 мм, двухцилиндровых — 261 мм.

Описанные выше компрессоры в ближайшие годы должны быть заменены рядом компрессоров с частотой вращения 50 $с^{-1}$.

Уже выпускается компрессор ФГС 0,7∼

~ 3(2), механизм движения и клапанная группа которого применены также в экранированных компрессорах ФГэС 0,7 ~ 3(2) и ФГэС 1,1 ~ 3(2). Все эти компрессоры одноцилиндровые, имеют диаметр цилиндра 36 мм, ход поршня 19 мм, объем, описываемый поршнем, 0,87 дм³/с. Компрессоры ФГС 0,7 ~ 3(2) и ФГэ 0,7 ~ 3(2) работают на R12, а ФГэС 1,1 ~ 3(2) — на R22. Применены трехфазные двухполюсные электродвигатели АВК2-0,7; АЭК2-0,7 и АЭК2-1 (соответственно), характеристики которых приведены в табл. V-14. Конструкция компрессора ФГС 0,7 ~ 3(2) показана на рис. V-18, а экранированных компрессоров ФГэС 0,7 ~ 3(2) и ФГэС 1,1 ~ 3(2) — на рис. V-19.

Корпус компрессора выполнен из чугуна, поршень и поршневой палец стальные; чугунный эксцентриковый вал имеет каналы для смазки подшипников, на верхний конец вала напрессован ротор электродвигателя, снизу эксцентриковый вал опирается на опору. Шатун алюминиевый с бронзовыми втулками, статор электродвигателя крепится болтами к корпусу.

Клапанная группа состоит из клапанной плиты, пластинчатых, подпружиненных рессорой нагнетательных клапанов и язычкового всасывающего клапана. Механизм компрессора установлен в герметичном кожухе на пружинах подвески.

В экранированных компрессорах статор запрессован в верхней части негерметичного кожуха, экран из нержавеющей стали толщиной 0,3 мм отделяет герметичную полость компрессора от статора электродвигателя. Статор электродвигателя закрыт кожухом с ребрами охлаждения.

К новому ряду компрессоров принадлежат компрессоры ВС400 ~ (3), ВС500 ~ ~ (3), и ВС630 ~ (3), а также унифицированные с ними низкотемпературные компрессоры ВН315 ~ (3) и ВН400 ~ (3). Все эти компрессоры имеют диаметр цилиндра 32 мм. В отличие от предыдущих моделей в этих компрессорах используется подковообразный нагнетательный клапан (толщина пластины 0,25 мм), подпружиненный рессорой такой же формы. Всасывающий язычковый клапан имеет толщину пластины 0,36 мм.

Крупные герметичные компрессоры. Понятие «крупные герметичные компрессоры» является условным. В настоящем справочнике к таковым отнесены компрессоры, имеющие объем, описанный поршнями, более 3,5 дм³/с (12,5 м³/ч) и установленную мощность двигателя более 1,7 кВт. Верхняя граница применения герметичных компрессоров непрерывно изменяется в сторону увеличения производительности. Это отражает мировую тенденцию в холодильном компрессоростроении.

В крупных поршневых компрессорах чаще всего используют кривошипно-шатунный механизм движения с коленчатым валом и разъемным шатуном. Реже встречаются модели с эксцентриковым валом и неразъемным шатуном. Отдельные фирмы, например фирма «Copeland» (Великобритания), в настоящее время осваивают выпуск герметичных компрессоров с кулисным механизмом движения. Компрессоры, как правило, одноступенчатые с числом цилиндров от одного до четырех. По способу прохождения газа через цилиндр все компрессоры непрямоточные.

Расположение вала почти всегда вертикальное. Исключение составляют отдельные особо крупные модели, например тип Е фирмы «Sanio» (Япония). Ротор электродвигателя находится над горизонтально расположенными цилиндрами. Два цилиндра располагают либо рядно один над другим (при этом вал двухколенный), либо под углом 90 или 180° друг к другу. Рядное расположение цилиндров несколько увеличивает размер компрессора по высоте, однако позволяет иметь минимальную занимаемую площадь, а главное, обеспечивает лучшую равномерность вращения вала, меньшую газовую пульсацию и лучшие виброшумовые характеристики. Три цилиндра располагают под углом 120° друг к другу, вал при этом одноколенный. Четырехцилиндровая конструкция чаще всего двухрядная с двухколенным валом и расположенными под углом 90° цилиндрами.

Компрессоры имеют синхронные частоты вращения вала 25 и 50 $с^{-1}$ при частоте тока 50 $с^{-1}$ и 30 и 60 $с^{-1}$ при частоте тока 60 $с^{-1}$. При обновлении моделей наблюдается тенденция к переходу на частоты вращения 50 и 60 $с^{-1}$. Крупные герметичные компрессоры выпускают для работы при максимальной разности давления на поршень 1,2—2,2МПа. Для смазки применяют минеральные и синтетические масла, растворимые в холодильных агентах. Смазка крупных компрессоров осуществляется центробежным насосом, расположенным на нижнем торце вала.

Диапазон работы компрессоров по температурам кипения и конденсации непрерывно расширяется за счет применения новых холодильных агентов и масел, введения специальных систем охлаждения масла, увеличения термостойкости встроенных двигателей и повышения их КПД, применения специальных клапанов, обеспечивающих уменьшение мертвого объема.

Удельная материалоемкость крупных герметичных компрессоров в номинальном

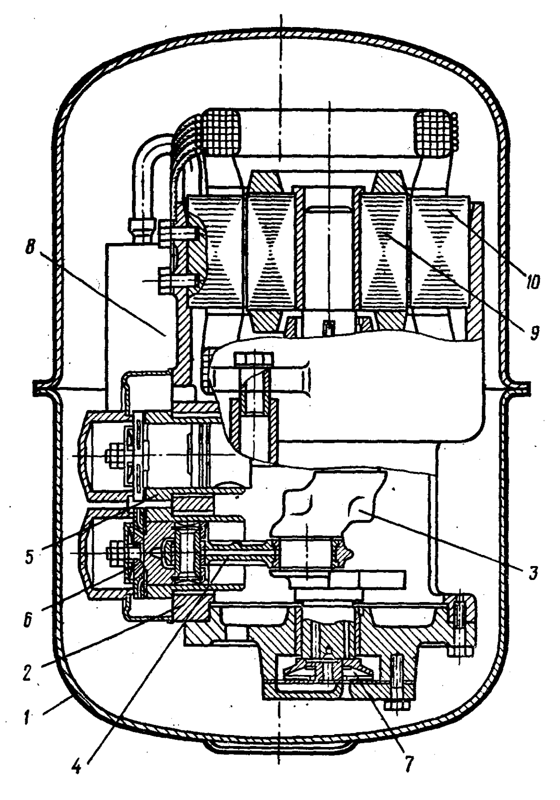


Рис. V-20. Герметичный высокооборотный компрессор ПГ5:

1 — кожух; *2* — корпус; *3* — коленчатый вал; *4* — шатунно-поршневая группа; *5* — гильза цилиндра; *6* — клапанная группа; *7* — масляный насос; *8* — глушитель; *9* — ротор электродвигателя; *10* — статор электродвигателя.

среднетемпературном режиме колеблется от 6 до 12 кг/кВт, холодильный коэффициент — от 2,1 до 2,3. Ряды крупных герметичных компрессоров строят, как правило, на базе неизменных размеров цилиндров, изменяя либо количество цилиндров, либо ход поршня.

Базовый компрессор нового ряда ПГ5 показан на рис. V-20. Основные характеристики компрессоров ПГ5 и ПГ10 приведены на рис. V-21.

Ряд компрессоров ФГП для судовых кондиционеров (основные характеристики приведены в табл. V-7) состоит из четырех моделей холодопроизводительностью от 2,5 до 16 тыс. Вт при температурах кипения 5°С, конденсации 40°С, всасывания 15°С и переохлаждения 35°С. Холодильный агент R22, смазочное масло ХФ 12-18. Синхронная частота вращения 25 с⁻¹. Питание от сети переменного трехфазного тока частотой 50 Гц и напряжением 220 или 380 В.

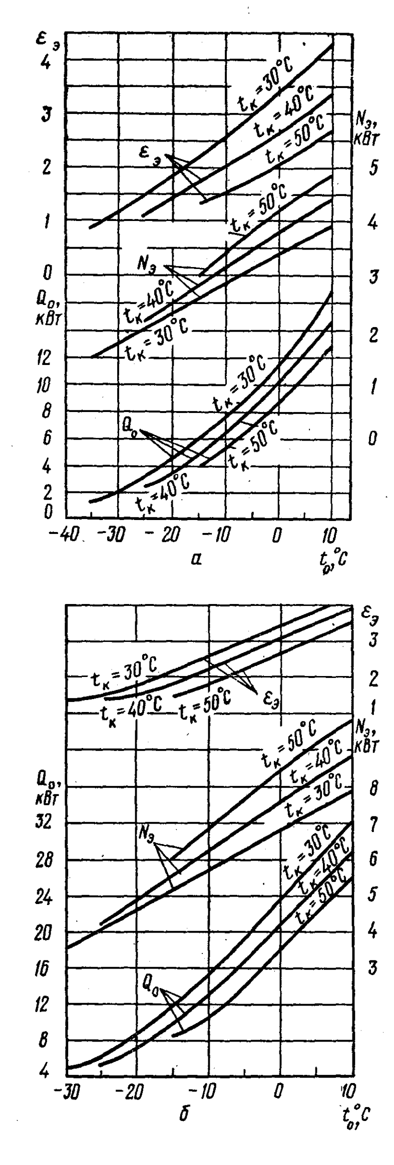


Рис. V-21. Характеристики крупных герметичных компрессоров при работе на R22:

а — компрессор ПГ5; *б* — компрессор ПГ10.

В трех моделях из четырех (ФГП-2,2; ФГП-4,5 и ФГП-9) диаметр цилиндра и ход поршня одинаковые (42 и 26 мм). Это позво-

Таблица V-7

Характеристики компрессоров ФГП с частотой вращения 25 c^{-1}

Показатели	Модель			
	ФГП-2,2	ФГП-4,5	ФГП-9	ФГП-14
Номинальная холодопроизводительность[1]				
Вт	2640	5070	9880	16400
ккал/ч	2270	4360	8500	14100
Номинальная потребляемая мощность[1], кВт	0,80	1,45	2,74	4,76
Холодильный коэффициент $\varepsilon_{э.ном}$	3,31	3,50	3,60	3,45
Масса (без масла), кг	27	32	50	62
Габаритные размеры, мм				
длина	248	278	298	318
ширина	248	278	298	318
высота	273	308	360	398
Удельная металлоемкость, кг/кВт	10,5	6,3	5,1	3,8
Удельный габаритный объем, дм³/кВт	64	47	33	25

[1] При условиях, указанных в табл. V-1 (исполнение В).

лило унифицировать поршни, клапаны, клапанные коробки и другие детали.

Компрессор ФГП-2,2 холодопроизводительностью 2,64 кВт (2270 ккал/ч) одноцилиндровый с эксцентриковым валом (рис. V-22). Клапаны консольные. Чугунная втулка цилиндра запрессована в корпус из алюминиевого сплава. В этот же корпус запрессованы две бронзовые (Бр. ОЦС5-5) втулки коренных подшипников. Статор закреплен в выточке корпуса, который запрессован в верхнюю половину стального кожуха. Всасываемый пар поступает в верхнюю часть кожуха, проходит через отверстие в роторе и зазор между ротором и статором, охлаждая встроенный электродвигатель и масло, а затем через всасывающие трубки поступает в цилиндр. Такая же схема охлаждения принята для всех компрессоров этого ряда. Поршневой палец запрессован в верхней головке шатуна и свободно проворачивается в бобышках

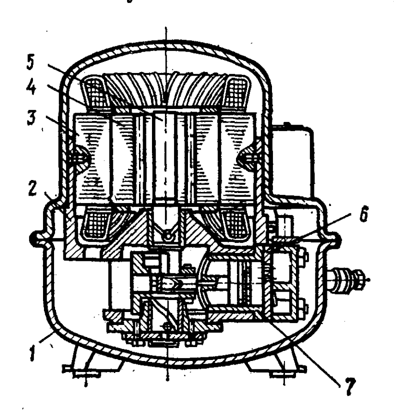


Рис. V-22. Герметичный компрессор ФГП-2,2:
1 — кожух; *2* — корпус; *3* — статор; *4* — ротор; *5* — эксцентриковый вал; *6* — клапанная группа; *7* — цилиндр.

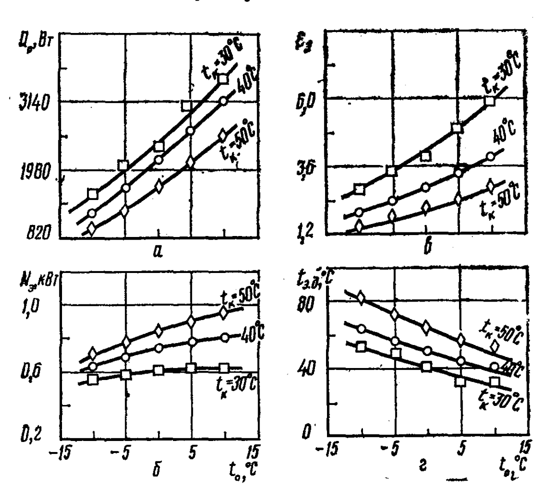


Рис. V-23. Технические характеристики компрессора ФГП-2,2:
а — холодопроизводительность; *б* — потребляемая мощность; *в* — холодильный коэффициент; *г* — температура двигателя.

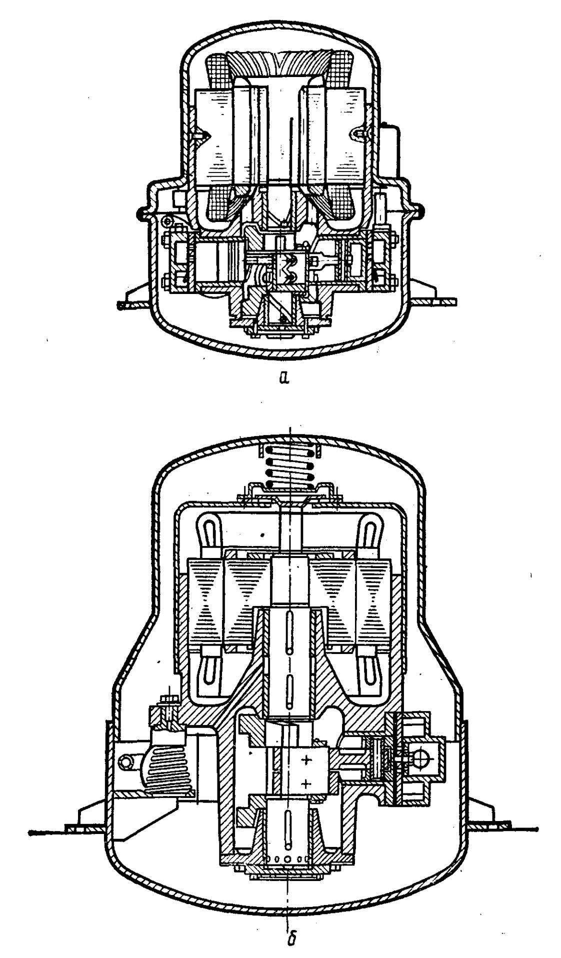


Рис. V-24. Герметичные компрессоры:
а — ФГП-14; *б* — ФГВ-14.

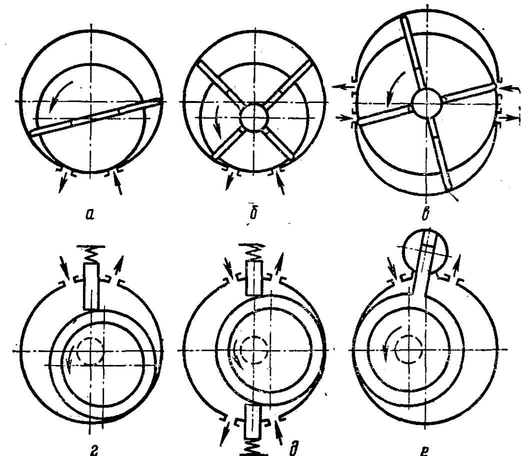


Рис. V-25. Типы ротационных компрессоров.

поршня. Поршень стальной (Ст. 45) без поршневых колец. Зазор между поршнем и цилиндром составляет 0,015—0,025 мм. Установлено, что при выборе зазора в таких пределах для вышеуказанных компрессоров обеспечиваются высокие энергетические показатели и не требуется повышения пускового момента электродвигателя.

Характеристика компрессора ФГП-2,2 показана на рис. V-23.

Компрессор ФГП-4,5 номинальной холодопроизводительностью 5,07 кВт (4360 ккал/ч) двухцилиндровый. Расположение цилиндров оппозитное (под углом 180°). На одной шатунной шейке эксцентрикового вала расположены два шатуна.

Компрессор ФГП-9 холодопроизводительностью 9,88 кВт (8500 ккал/ч) четырехцилиндровый с крестообразным расположением цилиндров. Для уменьшения длины эксцентриковой шейки применены вильчатые шатуны.

Последняя модель ряда — компрессор ФГП-14 холодопроизводительностью 16,4 кВт (14 100 ккал/ч) четырехцилиндровый, диаметр цилиндра 50 мм, ход поршня 30 мм (рис. V-24, *а*).
Расположение цилиндров и конструкция шатунов, такие же, как в компрессоре ФГП-9.

В компрессоре ФГП-14 в обмотку электродвигателя встроены элементы тепловой защиты от недопустимого нагрева (терморезисторы).

Для судовых кондиционеров выпускают также высокооборотный компрессор ФГВ-14 (рис. V-24, *б*), двухцилиндровый, диаметр цилиндра 50 мм, ход поршня 24 мм, частота вращения 66,7 c^{-1} (4000 об/мин). Расположение цилиндров угловое (под углом 90°). Масса компрессора 56 кг (на 10% меньше, чем у ФГП-14). Корпус компрессора из алюминиевого сплава, в него запрессованы втулки цилиндров из антифрикционного чугуна и подшипники из бронзы.

В результате применения внутренних конических пружинных виброизоляторов снизился уровень вибрации по сравнению с компрессором, имеющим жесткое крепление, на 8—10 дБ. Вал эксцентриковый; на одной шатунной шейке установлены два шатуна, в нижней части вала расположен центробежный насос. Клапаны кольцевые. Высота подъема нагнетательного клапана

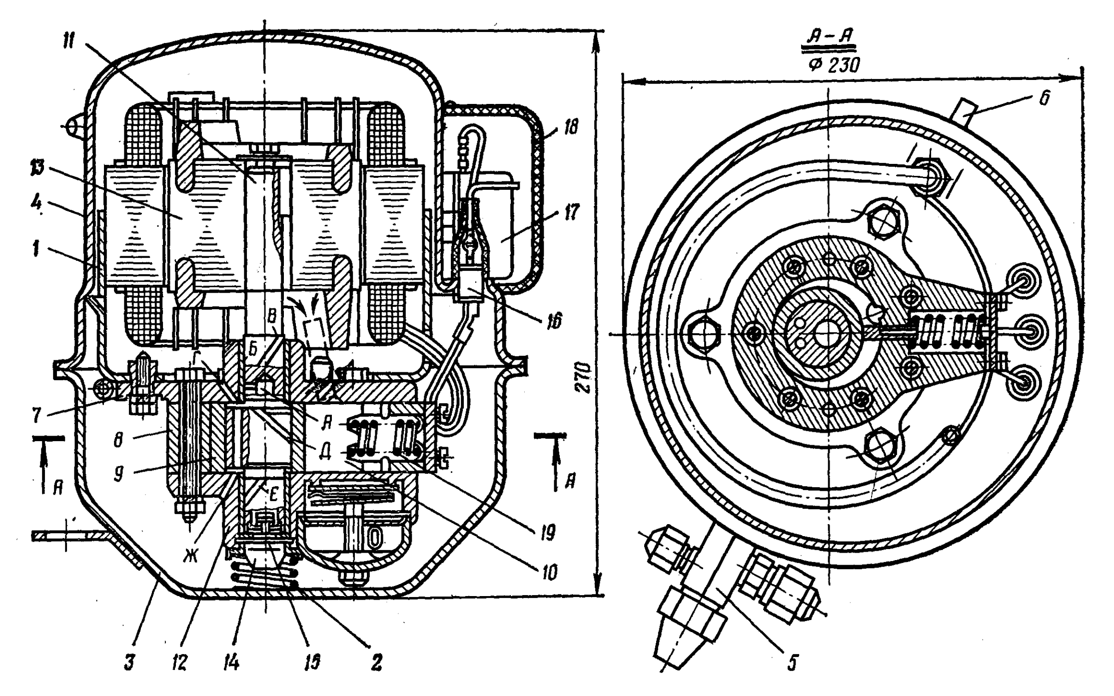


Рис. V-26. Ротационный герметичный компрессор ФГрС 0,35∼1А с частотой вращения 25 $с^{-1}$:

1 — опора статора; *2* — пружина; *3* — нижний полукожух; *4* — верхний полукожух; *5* — всасывающий вентиль; *6* — нагнетательный патрубок; *7* — верхняя крышка; *8* — цилиндр; *9* — ротор; *10* — лопасть; *11* — эксцентриковый вал; *12* — нижняя крышка; *13* — ротор электродвигателя; *14* — фильтр; *15* — масляный насос; *16* — проходной контакт; *17* — пускозащитное реле; *18* — коробка; *19* — пружина лопасти.

около 1 мм. Номинальная потребляемая мощность компрессора 6,1 кВт, а холодильный коэффициент 2,8.

Ротационные герметичные компрессоры. У компрессоров с вращающимся ротором (рис. V-25, *а*, *б*, *в*) число пластин (лопастей) обычно не превышает четырех (компрессоры с бо́льшим числом пластин применяют в холодильных машинах крупной производительности, см. главу «Ротационные пластинчатые холодильные компрессоры»). Такие компрессоры могут быть одно- (см. рис. V-25, *а*, *б*) или двухкамерными (см. рис. V-25, *в*). В настоящее время по этим схемам работают компрессоры фирм «Whirlpool» (США), «Daikin» (Япония), «Prestcold» (Англия).

Компрессоры с катящимся ротором (рис. V-25, *г*, *д*, *е*) имеют разделительную лопасть, которая движется в цилиндре, совершая возвратно-поступательное движение (см. рис. V-25, *г*). Возможна схема с двумя лопастями (см. рис. V-25, *д*). Известны также компрессоры с качающимся ротором (см. рис. V-25, *е*), имеющие жесткую связь между ротором и лопастью. Эти компрессоры могут быть только однолопастными.

В СССР однолопастные компрессоры с катящимся ротором изготовляют рижский завод «Компрессор», бакинский завод «Кондиционер», краматорский завод «Кондиционер», за рубежом такие компрессоры выпускают фирмы «General Electric» (США), «Tosiba» (Япония), «Frigidair» (Англия) и др.

Современные малые холодильные ротационные компрессоры в отличие от воздушных (газовых) обязательно имеют нагнетательный, а часто и всасывающий клапаны. Это связано с необходимостью обеспечить работу холодильных компрессоров в разных режимах, сильно различающихся давлениями всасывания и нагнетания.

Рижский завод «Компрессор» выпускает агрегаты с ротационными герметичными однолопастными компрессорами с катящимся ротором, имеющими синхронную частоту вращения 25 и 50 $с^{-1}$, требования к которым определены ГОСТом 22502-77.

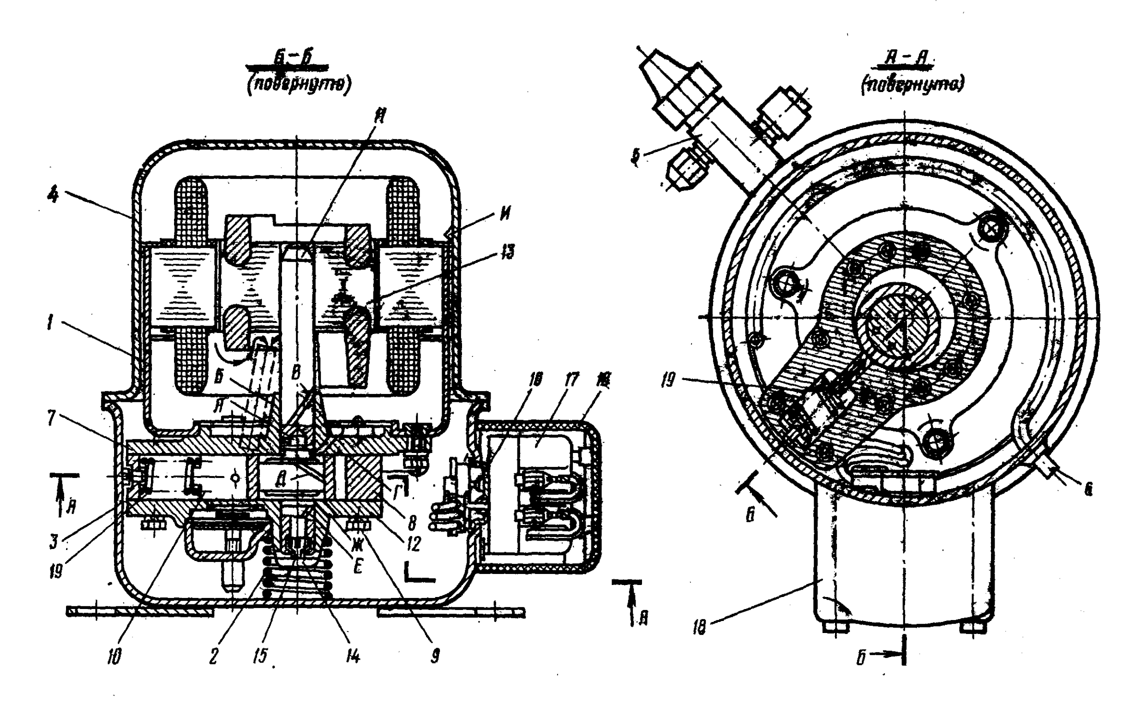


Рис. V-27. Ротационный герметичный компрессор ФГрС 0,35 ~ 1 (2) с частотой вращения 50 c^{-1}. Обозначения такие же, как на рис. V-26.

Конструкция компрессора ФГрС 0,35 ~ ~ 1А показана на рис. V-26. Компрессор с электродвигателем заключен в штампованный стальной кожух. Статор электродвигателя запрессован в штампованную опору статора *1*, к которой тремя болтами прикреплен компрессор. Пружина *2*, опирающаяся на дно нижнего полукожуха *3*, прижимает компрессор через опору статора к верхнему полукожуху *4* с силой, в три-четыре раза превышающей вес компрессора. На верхнем полукожухе расположен всасывающий вентиль *5*. Нагнетательный патрубок *6* компрессора ФГрС 0,35 расположен на верхнем, а на других моделях — на нижнем полукожухе.

Собственно компрессор состоит из верхней крышки *7*, цилиндра *8*, ротора *9*, лопасти *10*, эксцентрикового вала *11* и нижней крышки *12*. Верхняя и нижняя крышки (в компрессоре ФГрС 0,35 ~ 1А и ФГрС 0,35—1Б с бронзовыми втулками) служат также подшипниками эксцентрикового вала. На вертикальный эксцентриковый вал насажен ротор электродвигателя. Три проходных контакта *16* компрессора ФГрС 0,35 ~ 1А размещены в верхнем полукожухе. В высокооборотных моделях и в компрессоре ФГрС 0,35—1Б чашка с проходными контактами расположена в нижнем полукожухе (рис. V-27). Пускозащитное реле *17* высокооборотных компрессоров и компрессора ФГрС 0,35—1Б надевается непосредственно на проходные контакты и прижимается крышкой реле.

Система смазки ротационных компрессоров принудительная. Масло из нижнего кожуха через сетчатый фильтр *14* центробежным насосом *15* подается по центральному каналу *А* к верхнему подшипнику *Б*, а затем по спиральной канавке *В* на наружной поверхности вала в опору статора, откуда масло по трем сверлениям *Г* в крышке стекает к эксцентрику вала. На наружной поверхности эксцентрика есть спиральная канавка *Д*, по которой масло попадает в его нижнюю часть. Нижний подшипник смазывается маслом, подаваемым из нижнего кожуха по спиральной канавке *Е* вверх. Масло, сверху и снизу поступающее к нижней части эксцентрика, смазывает аксиальный подшипник высокооборотных компрессоров, образованный нижним торцом эксцентрика и нижней крышкой. В компрессоре ФГрС 0,35 ~ 1А торец эксцентрикового вала опирается на упорный кольцевой подшипник, расположенный в нижней крышке и удерживающийся в ней упорным кольцом. Через отверстие в нижней крышке *Ж* масло

Таблица V-8

Основные характеристики ротационных герметичных компрессоров

Рабочий объем компрессора, см³	Марка компрессора	Частота вращения, $с^{-1}$	Холодопроизводительность при условиях, указанных в табл. V-1 (исполнение С), ккал/ч	Холодопроизводительность, Вт	Марка электродвигателя	Марка пускозащитного реле	Эксцентриситет, мм	Диаметр ротора, мм	Диаметр цилиндра, мм	Высота цилиндра, мм	Диаметр эксцентрика, мм	Диаметр подшипника, мм	Приведенный эксцентриситет	Приведенная высота	Масса компрессора, кг
5,37	ФГрС 0,22	50	220	255	ДГ2-0,18	РТК-2-2	3	42	48	12,5	32	16	0,143	0,298	11,5
7,10	ФГрС 0,28	50	280	325	ДГ2-0,18	РТК-2-2* / РТК-2-7	3	42	48	16,5	32	16	0,143	0,393	12,1
8,60	ФГрС 0,35	50	350	405	ДГ2-0,20	РТК-2-3* / РТК-2-8	3	42	48	20,0	32	16	0,143	0,477	13
10,85	ФГрС 0,45	50	450	530	АГКП2-0,25/1	РТК-2-10** / РТК-2-1	3,5	45	52	20,5	35	20	0,155	0,455	14,7
13,25	ФГрС 0,55	50	550	645	АГКП2-0,25/2	РТК-2-1** / РТК-2-9	3,5	45	52	25	35	20	0,155	0,555	15,7
17,98	ФГрС 0,35 ~1А ФГрС 0,35-1Б	25	350	405	ДГ-0,2М	РТК-1-6* / РТК-2-12	3,5	46	53	33	32	20	0,152	0,717	17,4

* В числителе указаны реле, применяемые в схемах рис. V-34, *а*, в знаменателе — в схемах рис. V-34,*б*.
** В числителе указаны реле, применяемые в среднетемпературных, в знаменателе — в высокотемпературных моделях.

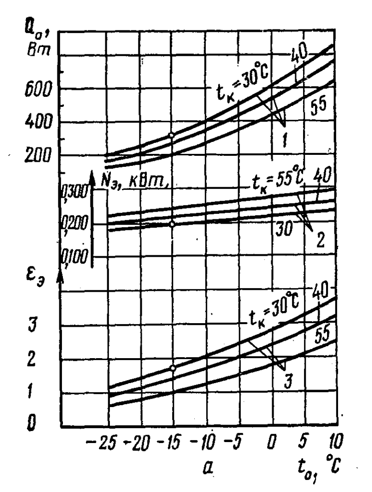
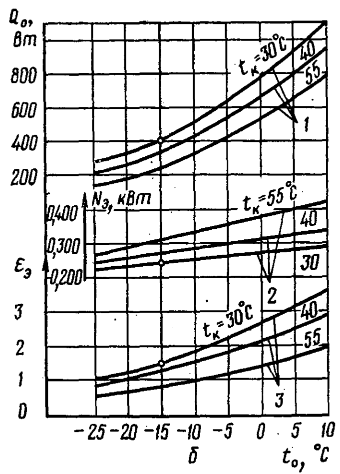
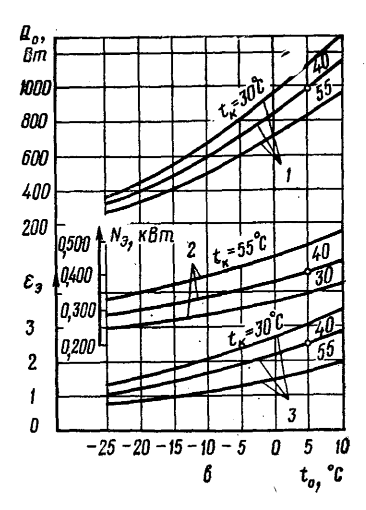




Рис. V-28. Характеристики ротационного компрессора при работе на R12:

а — ФГр 0,28; *б* — ФГр 0,35; *в* — ФГр 0,45; *1* — холодопроизводительность; *2* — потребляемая мощность; *3* — холодильный коэффициент.

сливается в кожух компрессора. Для улучшения герметизации рабочей полости компрессора предусмотрена подача небольшого количества масла в цилиндр. Масляная пленка в зазорах движущихся деталей обеспечивает смазку трущихся поверхностей и создает уплотнение, снижая перетечку пара через зазоры. Эта особенность ротационных компрессоров обусловливает существенно большее, чем в поршневых, содержание масла в нагнетаемом холодильном агенте.

В картере компрессора поддерживается давление всасывания. Просос всасываемого пара через статор электродвигателя обеспечивает нормальный температурный уровень обмотки.

Разделительная лопасть прижимается к ротору пружиной и давлением пара в полости пружины лопасти. Специальные отверстия (или каналы) обеспечивают сообщение полости пружины с камерой сжатия компрессора в момент максимального выхода лопасти в цилиндр Благодаря этому промежуточное давление в полости пружины практически постоянно и равно давлению сжатия в цилиндре при угле поворота вала 180—200°.

Компрессор ФГрС 0,35 ~ А1 с 1978 г. заменен компрессором ФГр 0,35 — 1Б.

Основные характеристики ротационных герметичных компрессоров изготовляемых РЗК, приведены в табл. V-8.

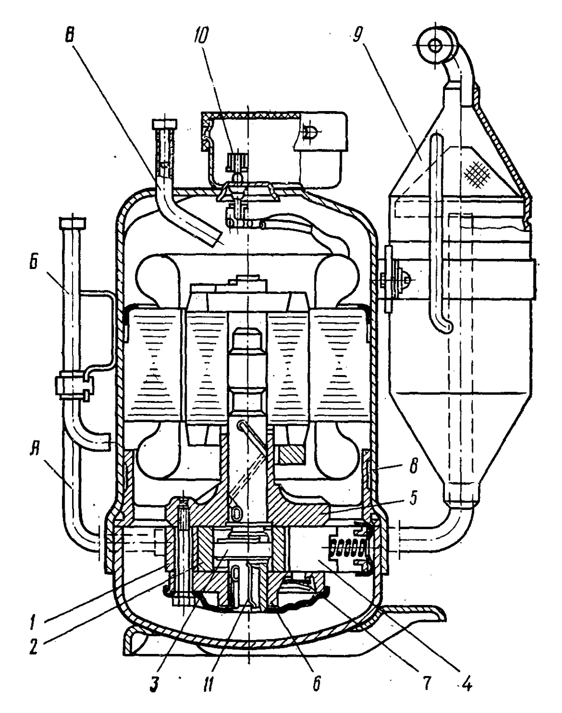


Рис. V-29. Компрессор ФГрВ-1,75 бытового кондиционера:

1 — цилиндр; *2* — ротор; *3* — эксцентрик; *4* — лопасть; *5* — верхняя крышка; *6* — нижняя крышка; *7* — нагнетательный клапан; *8* — кожух; *9* — глушитель шума всасывания; *10* — проходной контакт; *11* — масляный насос.

На рис. V-28 приведены характеристики ротационных компрессоров при работе на R12.

Бакинский завод «Кондиционер» производит ротационные герметичные компрессоры ФГрВ-1,75 (ТУ16-739.0,65—76) холодопроизводительностью 2030 Вт для бытовых кондиционеров. Потребляемая мощность 855 Вт. Холодопроизводительность и потребляемая мощность указаны при следующих температурах: кипения 7,2 ± 0,3°C, конденсации 54,4 ± 0,3°C, всасываемого пара 35 ± 1,0°C, переохлаждения 46,1 ± 0,3°C и окружающей среды 35 ± 0,2°C. Для привода компрессора применен двигатель АС152. Конструкция компрессора показана на рис. V-29. В кожухе поддерживается давление конденсации. Нагнетаемый компрессором холодильный агент по трубке *А* направляется в конденсатор холодильной машины, возвращается по трубке *Б*, проходит через зазор между статором и ротором электродвигателя, охлаждая их, и окончательно покидает кожух через трубку *В*. На всасывании в компрессор установлен глушитель.

Узлы и детали компрессоров

Механизм движения. В герметичных поршневых компрессорах используют в основном кривошипно-шатунные и кривошипно-кулисные механизмы движения.

Кривошипно-шатунный механизм движения состоит из эксцентрикового вала и неразъемного шатуна (см. рис. V-15) или коленчатого вала и шатуна с разъемной нижней головкой (см. рис. V-13). К кривошипно-кулисному механизму (см. рис. V-12) предъявляются несколько менее жесткие требования относительно точности сборки.

Силы, действующие на механизм движения малых поршневых герметичных компрессоров, пропорциональны разности давлений, действующих на поршень. Максимальные величины этих давлений и их максимальная разность приведены в табл. V-9.

Коленчатые и эксцентриковые валы обычно изготовляют из стали, иногда из чугуна, подшипники — из бронзы, чугуна или алюминиевых сплавов; шатуны — из стали с бронзовыми втулками, неразъемные шатуны — также из чугуна или бронзы; иногда в парах трения применяют металлокерамику. Поршни изготовляют из чугуна, стали, алюминиевых сплавов (при разных материалах поршня или цилиндра зазор между ними увеличивают для компенсации теплового расширения).

Таблица V-9

Давления, действующие на механизм движения, МПа

Условия нагрузки механизма движения	Герметичные компрессоры исполнений					
	Н	С	В	Н	С	В
	$n = 25$ с$^{-1}$			$n = 50$ с$^{-1}$		
Максимальное давление конденсаций	1,21	1,94	1,94	1,36	2,17	2,17
Минимальное давление кипения	0,12	0,11	0,36	0,12	0,11	0,36
Максимальная разность давлений	1,19	1,83	1,58	1,24	2,06	1,81
Максимальное давление кипения при пуске	0,42	0,68	0,68	0,42	0,68	0,68
Максимальное давление конденсации при пуске	1,21	1,53	1,94	1,36	1,72	2,17

Удельные нагрузки *p*, скорости перемещения *W* и их произведения в герметичных компрессорах с частотой вращения 25 с$^{-1}$ [4, 15] приведены в табл. V-10.

Основные требования к геометрии и чистоте обработки деталей крупных герметичных компрессоров совпадают с требованиями к прочим герметичным компрессорам или незначительно выше их. Однако точность изготовления пар трения (особенно пары цилиндр — поршень) значительно выше. Это позволяет добиться значительной надежности компрессоров и их работы практически без ремонта, а также высоких объемных показателей без применения поршневых колец. Увеличению точности изго-

Таблица V-10

Нагрузки и скорости в парах трения компрессоров с частотой вращения 25 $с^{-1}$

Пара трения (материал)	Условия работы					
	p, МПа		W, м/с		pW, МПа·(м/с)	
	от	до	от	до	от	до
Цилиндр — поршень (чугун — чугун)	0,1	0,5	0,8	1,5	0,1	0,6
Поршень — палец (чугун — сталь)	5	10	—	—	—	—
Палец — шатун (сталь — чугун, сталь — бронза)	5	14	—	—	—	—
Шатун — вал (чугун — сталь, бронза — сталь)	0,2	4	2	4	5	14
Вал — подшипник						
нижняя опора	2	3	1	2	2	5
верхняя опора	0,5	1	1	2	1	2

Таблица V-11

Предельные допускаемые нагрузки в основных узлах трения крупных герметичных компрессоров с частотой вращения 50—60 $с^{-1}$ и нагрузки в компрессоре ПГ 10 при $\Delta p = 2{,}06$ МПа

Пары трения	Материал	Предельные допускаемые нагрузки p, МПа	Нагрузка p в компрессоре ПГ 10, МПа
Цилиндр — стенка поршня	Чугун — чугун	0,12—0,15	—
	Чугун — алюминий	0,2—0,25	0,166
Бобышка поршня — палец	Чугун — сталь	10	—
	Алюминий — сталь	12,5	11,6
Палец — верхняя головка шатуна	Сталь — бронза	12	10,8
Шатун — вал	Бронза — сталь	5,5	4,8
Вал — корпус	Сталь — бронза	4,0	3,14

товления способствует применение селективного подбора деталей механизма движения.

Предельные нагрузки в основных узлах трения крупных высокооборотных герметичных компрессоров и нагрузки в узлах компрессора ПГ10 — наиболее нагруженного компрессора ряда — приведены в табл. V-11.

Система смазки. В герметичных компрессорах применяют только принудительную смазку [10]. В качестве центробежного насоса используют вертикальный вал (см. рис. V-12, V-16), при этом не требуются дополнительные детали, в результате чего снижается стоимость и повышается надежность компрессоров. В валу делают эксцентричное осевое и радиальные сверления (иногда два или несколько — по одному из них масло подают к шатуну, по другому — к коренному подшипнику). Диаметр входного отверстия в валу 5—6 мм, осевых и радиальных — 3—4 мм.

В компрессорах без нижнего коренного подшипника используют удлинитель, насаженный на нижний конец вала (см. рис. V-14). В компрессорах с однофазными двигателями, имеющими определенное направление вращения вала, вместе с центробежными применяют шнековые насосы (со спиральной канавкой).

В герметичных компрессорах с горизонтальным валом используют объемные насосы. Они сложней в производстве, и в этом одна из причин вытеснения моделей такого типа конструкциями с вертикальным валом.

При остановках компрессора содержание фреона в масле увеличивается, при пуске происходят его испарение и вспенивание мас-

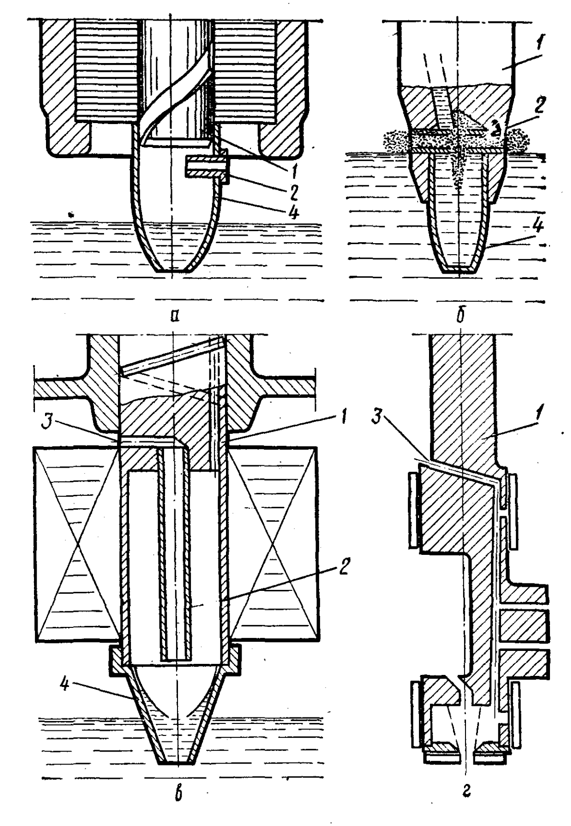


Рис. V-30. Устройства для удаления пара из смазочного масла:

а, б — радиальные трубки; *в* — вертикальная трубка; *г* — наклонное сверление;
1 — вал: *2* — трубка; *3* — сверление; *4* — насадок.

ла, пузыри пара могут нарушить смазку. Для удаления пара, собирающегося у оси вращения вала, используют дегазационные устройства. Это обычно сверления, радиальные трубки или канавки, соединяющие верхнюю часть осевого сверления с паровым пространством кожуха компрессора (рис. V-30).

Клапаны. В малых герметичных компрессорах применяют клапаны с упругими пластинами, закрепленные с одной стороны (консольные), с двух сторон или кольцевые. Пластина всасывающего клапана обычно укреплена на штифтах, запрессованных в торец цилиндра. Примеры конструкций клапанных пластин представлены на рис. V-31. Их толщина обычно составляет от 0,15 до 0,4 мм.

Формы наиболее распространенных клапанных пластин крупных герметичных компрессоров показаны на рис. V-32. Пластины всасывающих клапанов выполняются двухопорными, а кольцевые пластины нагнетательного клапана имеют пластинчатые пружины.

Потери давления в нагнетательном клапане зависят от скорости пара W (в обобщенном виде от ее отношения к скорости звука $W_{зв}$ в паре $-M = \frac{W}{W_{зв}}$), от угла поворота кривошипа, давления нагнетания, траектории пластины клапана. Обычно после открытия клапана пластина колеблется возле ограничителя. Для того чтобы обеспечить своевременное закрытие клапана, необходим правильный выбор жесткости пружины (рессоры) клапана. Чтобы избежать запаздывания закрытия, расчет производят для условий работы при максимальном давлении конденсации. Чем выше давление нагнетания, тем больше должна быть жесткость пластины. Толщину пластины рекомендуется принимать равной 0,025 $d_с$, где $d_с$ — диаметр отверстия в седле клапана. Надежность клапана снижается с ростом высоты подъема пластины (в герметичных компрессорах высота подъема пластины обычно не превосходит 1 мм).

Уменьшение диаметра отверстия в седле нагнетательного клапана, с одной стороны, увеличивает скорость пара и соответственно дроссельные потери, с другой — снижает мертвый объем, в результате чего растет коэффициент подачи. Оптимальная величина диаметра отверстия в седле, при которой достигается максимальная эффективность компрессора, зависит от условий его работы [20].

В низкотемпературных компрессорах диаметр $d_с$ должен быть меньше, чем в среднетемпературных.

Глушители и виброизоляторы. В герметичных компрессорах с частотой вращения 50 $с^{-1}$ обычно применяют глушители шума всасывания и нагнетания, а для снижений вибраций рамы — виброизоляторы. Глушитель шума всасывания непосредственно снижает шум компрессора, нагнетания — уменьшает пульсации пара после компрессора, тем самым снижая шум нагнетательного трубопровода и конденсатора и повышая надежность соединений. В компрессорах бытовых холодильников глушитель расположен на стороне всасывания.

Обычно применяют камерные глушители, состоящие из одной или нескольких камер с узким выходным отверстием [14]. Отношение сечений камеры и отверстий принимают от 50 до 150. Широко применяют и трубчатые нагнетательные глушители из

Рис. V-31. Клапанные пластины малых герметичных компрессоров.

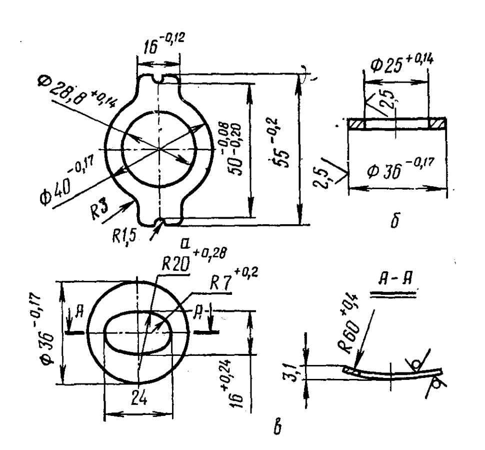


Рис. V-32. Пластины и пружины клапанов крупных компрессоров:

а — пластина всасывающего клапана; *б* — пластина нагнетательного клапана; *в* — пружина нагнетательного клапана.

трубки малого диаметра с несколькими изгибами сложной формы (см. рис. V-12, V-14), а также резонансные глушители, в которых пульсации гасятся в результате взаимного гашения волн, смещенных по фазе. Во всех глушителях происходит падение давления и соответственно расходуется энергия.

В герметичных компрессорах глушители обычно рассчитывают на гашение пульсаций, начиная от частот собственных колебаний газового столба.

Виброизоляторы (амортизаторы) воспринимают вибрации при работе, пусках, остановках и транспортировании компрессоров. Применяют внутренние пружины и наружные резиновые виброизоляторы, во многих конструкциях — те и другие одновременно.

Осевые усилия обычно воспринимаются вертикальными пружинами, боковые — горизонтальными или наклонными.

Корпус. Корпус герметичного компрессора — литая деталь или узел, объединяю-

щая цилиндры, коренной подшипник вала и статор встроенного электродвигателя. Применяют сложную отливку, объединяющую цилиндр, подшипник и стакан для запрессовки статора, либо соединяют цилиндр и статор с корпусом болтами. Материал корпуса — чугун (например, СЧ 21-40) или алюминиевые сплавы с втулками из антифрикционного чугуна.

Встроенные электродвигатели. Двигатели герметичных компрессоров испытывают сильное влияние со стороны холодильной машины и сами оказывают заметное влияние на нее. Условия работы встроенных двигателей коренным образом отличаются от условий работы электродвигателей общего применения, что находит отражение в специфических требованиях, предъявляемых к встроенным двигателям.

Электродвигатели герметичных компрессоров работают в атмосфере холодильного агента с примесью смазочного масла в течение весьма длительного времени, охлаждаются потоком холодильного агента, причем нагрев двигателя зависит не только от нагрузки, но и от интенсивности этого потока, приводят в действие компрессоры, требующие высоких пусковых моментов.

Материалы, используемые для изготовления встроенных электродвигателей должны быть стойкими по отношению к холодильным агентам и смазочным маслам. Ресурс работы двигателей должен быть одинаковым с ресурсом компрессора и составлять не менее 50 000 рабочих часов (не менее 12 лет). Отношение пускового момента к номинальному в зависимости от назначения компрессора (работа в том или ином температурном диапазоне с тем или иным типом дросселирующего устройства) должно быть в пределах от 1 до 4. Пуск и нормальная работа встроенных электродвигателей должны быть обеспечены при снижении напряжения в электросети до 85% номинального значения. КПД двигателей герметичных компрессоров, охлаждаемых всасываемым паром, должны быть как можно более высокими, с тем чтобы снизить перегрев пара на всасывании (повысить коэффициент λ_w). Температуростойкость встроенных электродвигателей должна быть как можно более высокой. Повышение класса нагревостойкости двигателя увеличивает надежность его работы, упрощает схему защиты, позволяет резко сократить время сушки двигателя перед встраиванием его в компрессор.

Важной особенностью работы встроенных электродвигателей является температурная инверсия — необычный характер зависимости температуры обмоток двигателя от нагрузки (потребляемой мощности) [17, 20].

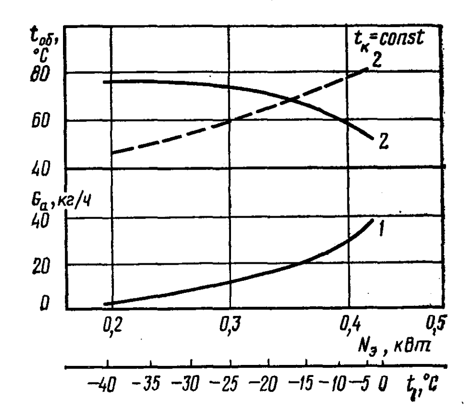


Рис. V-33. Изменение с ростом потребляемой мощности $N_э$ и температуры кипения t_0:
1 — количества циркулирующего холодильного агента; *2* — температуры обмотки электродвигателя (сплошная линия — встроенного, пунктир — обычного).

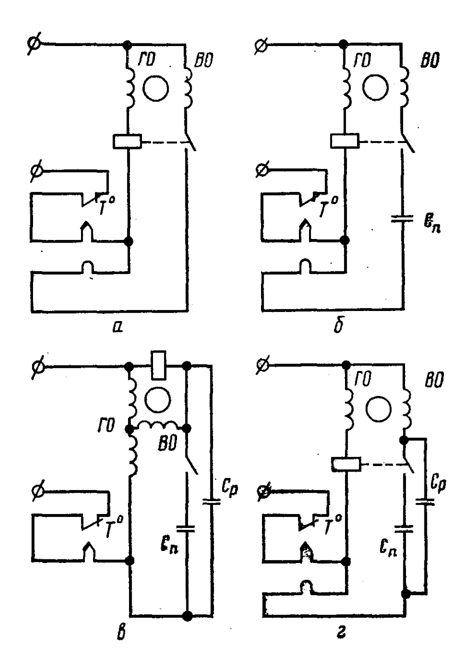


Рис. V-34. Схемы однофазных встроенных электродвигателей:
а — с пусковой обмоткой сопротивления; *б* — с пусковым конденсатором, отключаемым после достижения номинальной частоты вращения; *в* — с разделенной пусковой обмоткой, пусковым и рабочим конденсаторами; *г* — с пусковым и рабочим конденсаторами.

Таблица V-12

Характеристики встроенных электродвигателей компрессоров бытовых холодильников и кондиционеров

Показатели	Двигатели бытовых холодильников				Двигатели бытовых кондиционеров	
	ДХМ-3	ДХМ-5	ЭД-21	ЭДП-24	АС-152	АС-252
Марка компрессора	ДХ2-1010	ДХ-1010	ФГ 0,100	ФГ 0,125	ФГрВ-1,75	ФГрВ-25
Синхронная частота вращения, $с^{-1}$	25	25	50	50	50	50
Номинальное напряжение, В	127	220	220	220	220	220
Номинальная сила тока, А	2,2	1,3	1,4	1,4	3,9	6,4
КПД	0,60	0,60	0,71	0,71	0,766	0,72
Коэффициент мощности	0,56	0,56	0,58	0,58	0,88	0,895
Номинальный момент, Нм	0,64	0,64	0,41	0,41	—	—
Пусковой момент, Нм	1,13	1,13	0,71	0,58	1,47	2,45
Максимальный момент, Нм	1,37	1,37	1,06	1,06	4,9	7,25
Сила тока короткого замыкания при двух включенных обмотках, А	14	8	10	—	—	—
Масса, кг	5,3	5,3	3,9	3,88	—	—

Таблица V-13

Характеристики электродвигателей ротационных герметичных компрессоров

Показатели	Электродвигатель			
	ДГ-0,2М	АГКП2-0,25	ДГ2-0,20	ДГ2-0,18
Частота вращения, $с^{-1}$	25	50	50	50
Номинальная мощность, Вт	250	250	200	180
Номинальный момент, Н · м	1,63	0,84	0,66	0,6
Ток пусковой, А	16,9	16,2	14,4	13,6
Сопротивление обмотки при 20°С, Ом				
рабочей	5±0,18	4,66±0,33	5,6±0,2	7,5±0,3
пусковой	28±0,7	15,4±1,08	29±1,0	29±0,5
КПД	0,7	0,69	0,71	0,71
Коэффициент мощности	0,6	0,64	0,71	0,72
Отношение максимального момента к номинальному	2,2	3,1	2,5	2,4
Отношение пускового момента к номинальному	1,2/1,6*	2,8	1,3/2,3*	1,3/2,46*
Отношение пускового тока к номинальному	5,5/4,15*	6,5	8,5/6,35*	8,5/5,4*
Масса, кг				
статора	5	4,2	3,8	3,5
ротора	2,6	1,49	1,3	1,2

* В числителе указаны характеристики двигателей, выпущенных до 1978 г.

В обычных электродвигателях с ростом потребляемой мощности температура обмоток увеличивается. Во встроенных двигателях, охлаждаемых всасываемым холодильным агентом, одновременно с ростом нагрузки увеличивается и поток холодильного агента, что обусловливает в конечном счете снижение температуры обмоток. Иллюстрацией этому служит рис. V-33. Вследствие температурной инверсии в герметичных компрессорах максимальная температура обмоток двигателя наблюдается при минимальных потребляемых мощностях (при низких температурах кипения), а режим максимальной мощности с точки зрения температуры обмотки опасности не представляет. Поэтому мощность на валу встроенного электродвигателя может быть в 1,5—3 раза больше номинальной (в двигателях общего применения — не больше чем на 20%).

В компрессорах домашних холодильников, бытовых кондиционеров и торгового оборудования малой вместимости используют однофазные электродвигатели, работающие по одной из схем, показанных на рис. V-34.

Двигатели с пусковой обмоткой сопротивления (рис. V-34, *а*) наиболее просты по конструкции, но имеют относительно низкий пусковой момент и применяются поэтому в компрессорах холодильных машин с капиллярной трубкой. Недостатками этих двигателей являются также большой пусковой ток и высокая чувствительность к понижению напряжения.

По схеме рис. V-34, *а* выполнены все двигатели компрессоров бытовых холодильников, выпускаемых в СССР. Характеристики этих двигателей приведены в табл. V-12. Схема с пусковой обмоткой сопротивления до 1978 г. использовалась в двигателях ротационных компрессоров: двухполюсные ДГ2-0,18, ДГ2-0,20 и четырехполюсный ДГ-0,2 М (табл. V-13).

Двигатель с пусковым конденсатором АГКП2-0,25 (рис. V-34, *б*) служит для привода ротационных компрессоров. С 1978 г. с целью повышения надежности запуска и снижения пускового тока по такой же схеме работают и двигатели ДГ2-0,18; ДГ2-0,20, ДГ-0,2 М причем конструкция двигателей никаким изменениям не подверглась, изменились только параметры пусковых реле и схема соединения. В районах с небольшими колебаниями напряжения допустимо использование перечисленных двигателей по схеме рис. V-34, *а*.

Двигатели с разделенной пусковой обмоткой (рис. V-34, *в*) применены в рота-

Таблица V-14

Характеристики встроенных трехфазных электродвигателей компрессоров ХЗХМ и ЯЗХМ

Показатели	Трехфазные электродвигатели					
	ДГХ-0,25	ДГХ-0,37	ДГХ-0,55	АВК2-0,7	АЭК2-0,7	АЭК2-1
Частота вращения, $с^{-1}$	25	25	25	50	50	50
Номинальная мощность, кВт	0,25	0,35	0,55	0,25	0,25	0,37
Номинальная сила тока, А	1,4/0,8*	1,72/1*	2,65/1,53*	0,75	0,65	1
КПД	0,73	0,75	0,81	0,79	0,74	0,755
Коэффициент мощности	0,65	0,69	0,73	0,79	0,74	0,755
Отношение пускового тока к номинальному	7	7,5	7,5	9	9	9
Минимальный пусковой момент, Н·м	4,7	10,1	15,9	2,94	2,94	4,36
Отношение максимального момента к пусковому	4	4,6	1	1	1	1
Отношение пускового момента к номинальному	4,5	4,8	4	5	4	4
Масса, кг						
статора	5	6,655	8,16	4,5	7,3	8,9
ротора	2,5	2,835	3,29	0,9	1,8	2,3

* При номинальном напряжении 220/380 В соответственно.

ционных компрессорах бакинского завода «Кондиционер» (см. табл. V-12).

Электродвигатели, работающие по схеме рис. V-34, *г*, в настоящее время в СССР не используются; ранее по этой схеме работал двигатель ДГ-0,2 для ротационного компрессора ФГр 0,35.

Коэффициенты полезного действия однофазных электродвигателей ниже, чем трехфазных, однако их применение диктуется возможностью питания от осветительной сети, большей безопасностью.

Максимальная мощность используемого в СССР однофазного двигателя (АС-252) составляет 960 Вт. За рубежом однофазные двигатели распространены шире, их максимальная мощность доходит до 2 кВт.

Схема включения и принцип работы трехфазных электродвигателей общеизвестны. Встроенные трехфазные двигатели для компрессоров, как правило, выпускаются в исполнении, допускающем использование двух напряжений — 220 и 380 В. Характеристики трехфазных электродвигателей компрессоров ХЗХМ и ЯЗХМ приведены в табл. V-14, крупных герметичных компрессоров — в табл. V-15 и V-16.

Таблица V-15

Характеристики встроенных электродвигателей компрессоров ПГ

Показатели	Электродвигатель			
	4 АВР 112 А2Ф-2,2	4 АВР 112 А2Ф-3,0	4 АВР 112 В2Ф-4,0	4 АВР 112 В2Ф-5,5
Мощность, кВт	2,2	3	4	5,5
Частота вращения, $с^{-1}$	50	50	50	50
Скольжение, %	4,7	4	4,35	5,65
КПД	0,84	0,84	0,86	0,84
Коэффициент мощности	0,84	0,78	0,86	0,86
Отношение максимального момента к номинальному	3,8	4,2	3,6	2,9
Отношение пускового момента к номинальному	3,6	4	3,2	2,5
Пусковой вращающий момент при пониженном на 15% напряжении, Н·м	15,7	24,5	26,7	34,6
Отношение пускового тока к номинальному	8	8	7,5	7

Таблица V-16

Характеристики встроенных электродвигателей компрессоров ФГП

Показатели	Компрессор			
	ФГП-2,2	ФГП-4,5	ФГП-9	ФГП-14
Номинальная мощность двигателя, кВт	0,6	1,1	2,2	4
Размеры статора, мм				
диаметр	162	162	182	240
высота	75	84	100	115
КПД	0,79	0,81	0,82	0,84
Коэффициент мощности	0,81	0,83	0,8	0,82
Отношение пускового момента к номинальному	3,5	2,3	2,3	2,2
Отношение максимального момента к номинальному	3	3,3	2,3	2,3

Устройства автоматической защиты. Основным назначением защиты, применяемой в холодильных герметичных компрессорах, является предотвращение повышения температуры обмотки выше допустимой для класса нагревостойкости примененного в компрессоре электродвигателя. Для этой цели применяются либо корпусные защитные реле, либо реле, встроенные в обмотку. Реле могут быть либо температурными, либо температурно-токовыми. В крупных герметичных компрессорах эти реле часто применяют в сочетании с реле низкого давления. Для компрессоров с однофазными электродвигателями, как правило, применяют защитные токово-температурные реле, объединенные с пусковым реле.

Для компрессоров домашних холодильников с частотой вращения 25 c^{-1} применяют пускозащитные реле РТК-Х (табл. V-17), которые заменили ранее выпускавшиеся реле РТП-1.

Устройства защитных реле для напряжений 127 и 220 В различны: реле для напряжения 220 В имеет дополнительный нагреватель, расположенный вблизи биметаллической пластины для повышения чувствительности срабатывания (при ме́ньших рабочих токах).

В реле (независимо от номинала напряжения) при замыкании контактов пускового реле ток начинает проходить через нагревательную спираль, в результате чего при увеличении времени запуска выше допустимого (0,2—0,5 с) срабатывает защитное реле.

Реле модификации А устанавливается непосредственно на проходные контакты в крышке компрессора, а модификации Б не имеют

Таблица V-17

Характеристики пускозащитных реле типа РТК-Х

Показатели	Модификация реле			
	127 В		220 В	
	А	Б	А	Б
Номинальный ток, А	2,2	2,2	1,3	1,3
Пусковое реле				
Ток				
срабатывания, А, не более	4,5	4,5	2,7	2,7
отпадания, А, не менее	3,8	3,8	2,2	2,2
Разница между токами срабатывания и отпадания, А, не менее	0,25	0,25	0,1	0,1
Количество включений и отключений, не менее	500 000			
Защитное реле				
Время срабатывания при окружающей температуре 20°С, с				
при токе нагрузки, А				
8,4	15—25	15—25	—	—
4	—	—	20—30	18—28
Реле не должно срабатывать при указанных токах в течение следующего времени, с				
1,5 А	—	—	2700	2100
2,5 А	2700	2100	—	—
Количество отключений и включений	5000			
Потребляемая мощность реле, Вт, не более	1,5	1,5	1,5	1,5
Масса, г, не более	130	130	130	130

Примечание. Время срабатывания и возврата указано для проверки, когда ток через катушку пускового реле не протекает.

Таблица V-18

Характеристики пускозащитных реле бытовых холодильников

Тип реле	Номинальный ток, А	Пусковое реле		Защитное реле			Марка электродвигателя	Марка компрессора
		ток срабатывания, А	ток отпускания, А	контрольный ток, А	время срабатывания, А	время возврата, с		
РПЗ-24	1,4	3,5	3,1	9,5	3 4 5 6	120—190 158—257 198—385 238—410	ЭД-24	ФГ 0,100
РПЗП-24	1,4	4,1	3,7	9,5	3,5 4 5 6	128—190 152—257 210—385 283—410	ЭДП-24	ФГ 0,125

непосредственного контакта с кожухом.

Для защиты двигателей компрессоров типа ДГ бытовых холодильников (по ГОСТ 17008—71) применяют пускозащитные реле, данные о которых приведены в табл. V-18.

В качестве защитных реле трехфазных компрессоров для холодильных агрегатов по ГОСТ 22502—77 применяют реле РТГК-1 (для компрессоров с частотой вращения 25 $с^{-1}$) и КРТ-2 (для компрессоров с частотой вращения 50 $с^{1}$).

Принципиальная конструкция указанных реле одинакова. Используют биметаллические мембраны или пластины, несущие подвижной контакт. При повышении температуры кожуха выше установленного значения биметалл искривляется и размыкает контактную систему, включенную в цепь катушки магнитного пускателя. После ох-

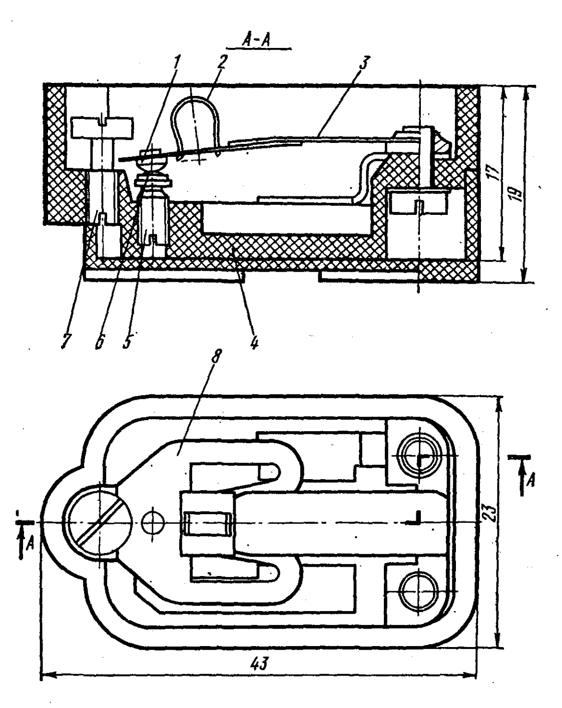


Рис. V-35. Реле тепловое корпусное РТК-2:

1 — подвижный контакт; *2* — возвратная пружина; *3* — пружина плоская; *4* — корпус; *5* — регулировочный винт; *6* — неподвижный контакт; *7* — ограничитель хода скобы; *8* — перекидная скоба.

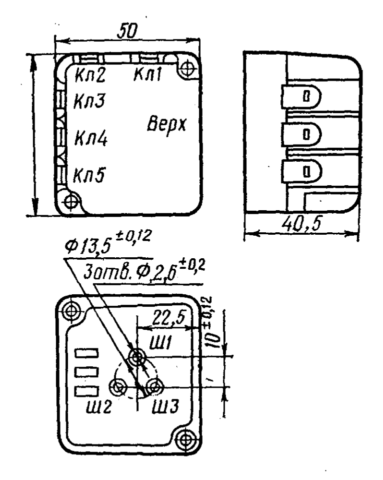


Рис. V-36. Пускозащитное реле РТК-2-0.

Таблица V-19

Характеристики тепловых корпусных реле трехфазных компрессоров

Показатели	РТГК-1	РТГК-1В	РТГК-1Н	КРТ-2-1	КРТ-2-3	КРТ-2-4
Температура, °С						
срабатывания	90±5	90±5	105±5	75±5	20±5	100±5
возврата	35—55	35—55	35—55	45	45	45
Марка компрессора	ФГС 0,45~3, ФГС 0,55~3, ФГС 0,7~3, ФГС 1,1~3, ФГН 0,22~3	ФГН 0,28~3	ФГН 0,55~3	ФГС 0,7~3(2), ВС500 (2) ВН 315 (2)	ФГэС0,7~3(2), ФГэС 1,1~3(2)	

лаждения кожуха происходит самовозврат биметалла, и компрессор начинает работать.

Конструкция реле КРТ-2 приведена на рис. V-35.

Характеристики тепловых корпусных реле РТГК и КРТ-2 приведены в табл. V-19.

Габаритные размеры реле РТГК: 52 × × 30,5 × 24 мм, масса 16,5 г, а реле КРТ-2: 43 × 23 × 19 мм, масса 13 г.

Для однофазных ротационных компрессоров применяют пускозащитные реле типа РТК-2-0, устанавливаемые на проходные контакты, расположенные в кожухе компрессора. Для создания микроклимата вокруг реле оно закрывается крышкой. Реле работают при номинальном напряжении 220 В и номинальной частоте тока 50 Гц. Габаритные размеры реле типа РТК-2-0 показаны на рис. V-36. Масса реле не более 0,1 кг.

Основные характеристики приведены в табл. V-20.

Таблица V-20

Характеристика пускозащитных реле ротационных герметичных компрессоров

Показатели	РТК-2-1	РТК-2-2	РТК-2-3	РТК-2-7	РТК-2-8	РТК-2-9	РТК-2-10	РТК-2-11	РТК-2-12
Номинальный ток, А	2,5	1,5	1,7	1,5	1,7	2,5	2,5	2,2	2,2
Пусковое реле									
Ток срабатывания, А, не более	6,5	5,5	6,5	5,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5
Ток отпускания, А, не менее	5	4,5	5	4,5	5	5	5	5	5
Защитное реле									
Контрольный ток, А	13	8,5	13	8,5	13	13	13	13	13
Время срабатывания, с	14—22	18—24	8—11	18—24	8—11	18—24	12—18	12—16	10—16
Время возврата, с	22—36	16—28	20—30	16—28	20—30	26—36	16—28	20—30	20—30

В СССР для крупных компрессоров применяют встроенные в обмотку статора датчики температурной защиты, термисторы, подающие сигнал через проходные контакты на вторичное реле ТРЭ-2 (ТУ 25.02.1900—75). Это реле настраивают на отключение компрессора при повышении температуры обмотки до 120° С.

Известны реле фирмы «Кликсон» (США), устанавливаемые в лобовые части обмоток электродвигателей и разрывающие цепь в случае превышения заданной температуры

обмоток. Разрывная мощность контактов этих реле достаточна для останова и пуска компрессора. В бытовых кондиционерах БК 1500 бакинского завода «Кондиционер» применяют пусковые и пускозащитные реле, характеристики которых приведены ниже.

Характеристики пускового реле напряжения кондиционера БК 1500

Коммутационная износоустойчивость при токе 10 А, напряжении 240 В и $\cos\varphi = 1$, циклов, не более	100 000
Механическая износоустойчивость при бестоковой коммуникации, циклов, не менее	1 000 000
Напряжение срабатывания, В	190
Напряжение возврата, В	140
Потребляемая мощность катушки в холодном состоянии, В·А, не более	8
Габариты, мм	60×56×55

Характеристики теплового защитного реле кондиционера БК 1500

Контрольный ток в холодном состоянии при температуре окружающей среды 25±1,5°С, А	15
Время срабатывания в холодном состоянии, с	25
Пограничный ток реле при температуре окружающей среды 70±2°С, А	4,5—6,5
Время возврата при температуре окружающей среды 70±2°С, с	55±10
Коммутационная износоустойчивость, циклов, не менее	5000
Время срабатывания при токе 15 А и температуре окружающей среды 25±1,5°С, с, не менее	30
Время срабатывания при токе 4,5 А и температуре окружающей среды 70±2°С, с	1800

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A, B, a, b — постоянные коэффициенты;
b — толщина лопасти, см;
c — относительный мертвый объем;
D, d — диаметр, см;
e — эксцентриситет, см;
f — площадь, см²;
G — расход, кг/с;
H — высота цилиндра, см;
i — удельная энтальпия, кДж/кг;
K — относительная высота, либо удельная холодопроизводительность, ккал/(кВт·ч);
l — длина лопасти, см;
M — число Маха;
N — мощность, кВт;
n — частота вращения;
p — давление, кПа;
Q — холодопроизводительность, тепловой поток, кВт;
R — радиус, см;
S — ход поршня, см;
T — абсолютная температура, К;
t — температура, °С;
V — объем, см³;
W — скорость, м/с;
x — сухость пара, кг/кг;
α — постоянный коэффициент, 1/К;
β — угол, рад;
ε — холодильный коэффициент;
η — коэффициент полезного действия;
Θ — перегрев (разность между температурами пара на выходе из испарителя и на входе в компрессор), °С;
λ — коэффициент подачи (наполнения) или его составляющие;
ρ — радиус-вектор, см;
φ — угол, рад;
ψ — относительный эксцентриситет.

Индексы

0 — кипение;
1 — вход;
2 — выход;
а — холодильный агент;
вал — коленчатый или эксцентриковый вал;
вс — всасывание;
д — действительный;
др — дросселирование;
зв — звук;
к — конденсация;
км — компрессор;
л — лопасть;
м — масло;
ном — номинальный;
опт — оптимальный;
о. с — окружающая среда;
охл — охлаждающее устройство;
пл — плотность;
порш — поршень;
р — ротор;
с — седло клапана;
сж — сжатие;
тр — трение;
х — холостой ход;
ц — цилиндр;
э — электрический;
э. д — электродвигатель;
c — объемный;
i, $(i+1)$ — порядковый номер члена ряда;
w — обусловленный перегревом пара;
u — переохлаждение;
Θ — при перегреве всасываемого пара.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Быков В. А., Якобсон В. Б. Влияние перегрева всасываемого пара фреона-502 на работу герметичного поршневого низкотемпературного компрессора. — Холодильная техника, 1975, № 12 с. 22—28.

2. Быков В. А., Якобсон В. Б. Оптимизация нагнетательных клапанов низкотемпературных герметичных компрессоров. — Холодильная техника, 1976, № 11 с. 17—19.

3. Дорош В. С., Коломиец Ю. К., Редкозуб Б. Д. Высокооборотный компрессор для судовых автономных кондиционеров. — Холодильная техника, 1975, № 2, с. 8—10.

4. Зеликовский И. Х., Элькин И. А. Герметичные холодильные машины. — М.: Госторгиздат, 1961. — 192 с.

5. Зеликовский И. Х., Каплан Л. Г. Малые холодильные машины и установки. Малые холодильные машины. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Пищевая промышленность, 1978. — 416 с.

6. Кругляк И. Н. Справочная книга механика по ремонту домашних холодильников. — М.: Легкая индустрия, 1971. — 214 с.

7. Крылов В. С. Рабочие процессы в ротационном компрессоре с катящимся поршнем. — Холодильная техника, 1973, № 4, с. 14—18.

8. Герметичный холодильный агрегат ВСр 0,35 ∼ 1А с ротационным компрессором /[[П. Г. Ланграт, Э. Я. Аусвальд, В. С. Крылов и др.]. — Холодильная техника, 1970, № 4, с. 50—55.

9. Высокооборотные герметичные ротационные компрессоры /[П. Г. Ланграт, В. С. Крылов, Э. В. Ядин и др.] — Холодильная техника, 1971, № 4, с. 4—8.

10. Лившиц Л. И., Хейфец В.З. Системы смазки малых герметичных фреоновых компрессоров (обзор). — М.: ЦНИИТЭИлегпищемаш, 1971. — 58 с.

11. Милованов В. И. Влияние зазора поршень — цилиндр герметичного компрессора на его показатели. — Холодильная техника, 1969, № 7, с. 19—24.

12. Редкозуб Б. Д. Влияние изменения нагрузки на характеристики двухцилиндрового герметичного компрессора. — Холодильная техника, 1966, № 8, с. 21—24.

13. Редкозуб Б. Д., Артемюк Б. Т. К вопросу о выборе встроенного электродвигателя герметичного компрессора. — Холодильная техника, 1965, № 2, с. 14—17.

14. Тихомиров В. А., Якобсон В. Б. Влияние динамических газовых потоков на шумовые характеристики герметичных компрессоров. — Холодильная техника, 1971, № 8, с. 10—14.

15. Хармац Б. И., Элькин И. А., Богатиков О. Г. Исследование процессов изнашивания деталей фреоновых герметичных компрессоров. — Холодильная техника, 1972, № 3, с. 18—23.

16. Цыдзик В. Е., Бармин В. П., Вейнберг Б. С. Холодильные машины и аппараты. — М.: Машгиз, 1946. — 672 с.

17. Шевчук Г. И. Расчет температуры обмотки встроенного электродвигателя холодильного компрессора. — Холодильная техника, 1974, № 5, с. 32—35.

18. Якобсон В. Б. Исследование влияния перегрева всасываемого пара на работу холодильной машины. — Холодильная техника, 1964, № 2, с. 22—29.

19. Якобсон В. Б. Исследование теплового режима холодильных машин с герметичным компрессором. — Холодильная техника, 1963, № 5, с. 7—14.

20. Якобсон В. Б. Малые холодильные машины. — М.: Пищевая промышленность, 1977. — 380 с.

21. Якобсон В. Б. Оценка технического уровня и оптимизация малых холодильных компрессоров и агрегатов. — Холодильная техника, 1975, № 6, с. 16—21

22. Якобсон В. Б. Тепловой расчет и обобщенные характеристики малых холодильных компрессоров. — Холодильная техника, 1970, № 3, с. 11—15.

23. Якобсон В. Б. Теплообмен холодильных компрессоров с окружающей средой. — Холодильная техника, 1965, № 5, с. 23—28.

24. Якобсон В. Б. Энергетические потери в герметичном компрессоре. -- Холодильная техника, 1965, № 2, с. 4—9.

25. Dienemann W. Leistunguntersuchungen an Kleinkälteverdichtern durch ludizieren. — Kältetechnik, 1962, № 11, p. 4—14.

ГЛАВА VI
ЭЛЕКТРОПРИВОД

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Электропривод предназначен для того, чтобы приводить в движение механизмы холодильных машин, например компрессоры, насосы, вентиляторы и т. д. Основные элементы электропривода — электродвигатели, распределительные и пусковые устройства, а также устройства автоматического управления, регулирования и защиты агрегатов. В холодильных машинах применяют различные электромагнитные механизмы, а также электроподогреватели.

По роду тока различают электрооборудование постоянного и переменного тока, по напряжению — низковольтное (до 1000 В) и высоковольтное (свыше 1000 В). Низковольтное оборудование переменного тока изготовляют для работы при частоте сети 50 и 60 Гц и напряжении 220, 380 и 660 В. В холодильных машинах общепромышленного назначения применяют, как правило, электрооборудование переменного тока.

По роду тока различают электродвигатели переменного тока (одно- и трехфазные), постоянного тока и универсальные (коллекторные). Двигатели трехфазного тока подразделяют на асинхронные (с короткозамкнутым и фазовым ротором) и синхронные. По роду монтажа различают электродвигатели горизонтальные и вертикальные на лапах, фланцевые и встроенные в агрегат согласно ГОСТ 2479—65 [1].

В зависимости от степени защиты от влияния окружающей среды электродвигатели изготовляют в различном исполнении корпуса по ГОСТ 14254—69 [2].

Размеры и масса электродвигателей зависят от мощности, рода тока, скорости вращения и формы исполнения.

Основные формулы для расчета приведены ниже:

мощность, потребляемая электродвигателем (в кВт);

трехфазный ток

$$N_п = \sqrt{3}\, IU \cos\varphi \cdot 10^{-3};$$

однофазный ток

$$N_п = IU \cos\varphi \cdot 10^{-3};$$

постоянный ток

$$N_п = IU \cdot 10^{-3};$$

мощность на валу электродвигателя (в кВт)

$$N_{дв} = N_п \eta_{дв};$$

момент электродвигателя (в Н·м)

$$M_{дв} = 159 \cdot \frac{N_{дв}}{n_а};$$

синхронная скорость вращающего поля электродвигателя переменного тока при частоте f(в Гц)(в $с^{-1}$)

$$n_с = \frac{f}{P};$$

частота вращения ротора асинхронного электродвигателя (в $с^{-1}$)

$$n_а = n_с (1 - s);$$

ток электродвигателя при напряжении U:

трехфазный ток

$$I = \frac{N_{дв}}{\sqrt{3}\, U \cos\varphi\eta_{дв}} \cdot 10^3;$$

однофазный ток

$$I = \frac{N_{дв}}{U \cos\varphi\eta_{дв}} \cdot 10^3;$$

постоянный ток

$$I = \frac{N_{дв}}{U\eta_{дв}} \cdot 10^3.$$

Дополнительные обозначения, принятые в формулах:

$\cos\varphi$ — коэффициент мощности;
s — скольжение ротора относительно поля статора;
P — число пар полюсов.

АСИНХРОННЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ТРЕХФАЗНОГО ТОКА С КОРОТКОЗАМКНУТЫМ РОТОРОМ

Такие электродвигатели просты, удобны в эксплуатации, экономичны и изготавливаются в различном исполнении мощностью от 5 Вт до 12 500 кВт (от 4,2 до 50 $с^{-1}$ и от 250 до 3000 $мин^{-1}$, соответственно) на различные напряжения.

Ранее выпускали электродвигатели единой серии А и АО, затем — серии А2 и АО2, в настоящее время — серии 4А мощностью 0,12—400 кВт (табл. VI-1). Электродвигатели новой серии имеют меньшие габаритные размеры и массу, характеризуются повышенной надежностью и более удобны при монтаже и эксплуатации [3].

Обмотки электрических машин изготовляют с изоляцией классов нагревостойкости по ГОСТ 8865—70: А(105° С), Е(120° С), В(130° С), Н(180° С). Допустимая температура перегрева обмоток, замеряемая методом сопротивления должна быть ниже указанной на температуру окружающей среды.

В серии 4А предусмотрены следующие исполнения:

1. Основное — трехфазные двигатели, рассчитанные на частоту сети 50 Гц и предназначенные для общего применения в приводах, к которым не предъявляют специальных требований в отношении пусковых характеристик и скольжения.

2. Электрические модификации с повышенным пусковым моментом; с повышенным скольжением; десяти- и двенадцатиполюсные; многоскоростные; на частоту сети 60 Гц; однофазные двигатели (с пусковым сопротивлением, пусковым конденсатором, рабочим конденсатором, пусковым и рабочим конденсатором); с фазовым ротором.

3. Специализированные по конструкции (встраиваемые, с встроенным электромагнитным тормозом, малошумные, с встроенной температурной защитой, с повышенной точностью по установочным размерам).

4. Специализированные по условиям окружающей среды (влагоморозостойкие, химостойкие, тропические).

5. Специализированные по назначению (для сельского хозяйства, для судов речного и морского флота, для Крайнего Севера).

По степени защиты предусмотрены два исполнения:

закрытое обдуваемое (1Р44) — внутрь электродвигателя не могут попасть посторонние тела диаметром 1 мм или более, а через кожух вентилятора — диаметром 12,5 мм и более; вода, разбрызгиваемая из любого направления по отношению к дви-

Таблица VI-1

Шкала мощностей и скоростей вращения двигателей серии 4А

Двигатель	Мощность (в кВт) при синхронной частоте вращения, $с^{-1}$ (об/мин)			
	50(3000)	25(1500)	16,7 (1000)	12,5 (750)
Закрытое обдуваемое исполнение — IP44				
4АА56А	0,18	0,12	—	—
4АА56В	0,25	0,18	—	—
4АА63А	0,37	0,25	0,18	—
4АА63В	0,55	0,37	0,25	—
4А71А (4АХ71А)	0,75	0,55	0,37	—
4К71В (4АХ71В)	1,1	0,75	0,55	0,25
4А80А (4АХ80А)	1,5	1,1	0,75	0,37
4А80В (4АХ80В)	2,2	1,5	1,1	0,55
4А90LA (4АХ90LA)	3,0	2,2	1,5	0,75
4А40LB(4АХ90LB)	—	—	—	1,1
4А100SA(4АХ100SA)	4	3	—	—
4А100LB(4АХ100LB)	5,5	4	2,2	1,5
4А112МА	7,5	5,5	3	2,2
4А112МВ	—	—	4	3
4А132S	—	7,5	5,5	4,0
4А132М	11	11	7,5	5,5
4А160S	15	15	11	7,5
4А160М	18,5	18,5	15	11
4А180S	22	22	—	—
4А180М	30	30	18,5	15
4А200М	37	37	22	18,5
4А200L	45	45	30	22
4А225М	55	55	37	30
4А250S	75	75	45	37
4А250М	90	90	55	45
4А280S	110	110	75	55
4А280М	132	132	90	75
4А315S	160	160	110	90
4А315М	200	200	132	110
4А355S	250	250	160	132
4А355М	315	315	200	160
Защищенное исполнение IP23				
4АН160S	22	18,5	—	—
4АН160М	30	22	—	—
4АН180S	37	30	18,5	15
4АН180М	45	37	22	18,5
4АН200М	55	45	30	22
4АН200L	75	55	37	30
4АН225М	90	75	45	37
4АН250S	110	90	55	45
4АН250М	132	110	75	55
4АН280S	160	132	90	75
4АН280М	200	160	110	90
4АН315S	—	200	132	110
4АН315М	250	250	160	132
4АН355S	315	315	200	160
4АН355М	400	400	250	200

гателю, не может оказать на него вредного воздействия:

защищенное (1Р23) — внутрь электродвигателя не могут попасть посторонние тела диаметром 12,5 мм и более; вода, падающая в виде дождя под углом к вертикали, равным или меньшим 60°, не оказывает на электродвигатель вредного воздействия.

Обозначение типа двигателя (например, 4АА90LВ8) расшифровывается следующим образом: 4 — номер серии; А — вид двигателя (асинхронный); Н — защищенный 1Р23 (для закрытых двигателей обозначение не дается); А — алюминиевые станины и щиты (Х — алюминиевая станина и чугунные щиты; если станина и щиты чугунные, то никакого обозначения не дается); 90 — высота оси вращения (в мм); L, М, S — установочные размеры по длине корпуса; А, В — длина сердечника (дается в том случае, когда на одном установочном размере предусмотрены две мощности), 2, 4, 6, 8 — число полюсов.

Номинальные значения кратности пускового и максимального моментов приведены в табл. VI-2 и VI-3.

Таблица VI-2

Номинальные значения кратности пускового момента (отношение начального момента к номинальному)

Высота оси вращения, мм	Кратность пускового момента при синхронной частоте вращения, c^{-1} (об/мин)			
	50(3000)	25(1500)	16,7(1000)	12,5 (750)
56—112	2,0	2,0	2,0	1,6
132	1,6	2,0	2,0	1,8
160	1,2	1,2	1,4	1,2
180—280	1,2	1,2	1,2	1,2
315, 355	0,9	0,9	1,0	1,0

Таблица VI-3

Номинальные значения кратности максимального момента

Высота оси вращения, мм	Синхронная скорость вращения, c^{-1} (об/мин)			
	50(3000)	25(1500)	16,7(1000)	12,5 (750)
56—112	2,2	2,2	2,2	1,7
132	2,2	2,2	2,2	2,2
160—280	2,2	2,0	1,9	1,7
315, 355	1,9	1,9	1,9	1,9

Номинальные значения напряжения приведены ниже.

Мощность, кВт	Напряжение, В
0,12—0,37	230/380
0,55—110	220/380 и 380/660
132—400	380/660

Кратность пускового тока в двигателях серии 4А принята не более 7,5. Для четырех-, шести- и восьмиполюсных двигателей кратность пускового тока составляет 4—6. Станину и щиты двигателей с высотой оси вращения 56—63 мм выполняют из алюминия, 71—100 мм — из алюминия и чугуна, 112—355 мм — из чугуна.

Коробка выводов для двигателей с высотой оси вращения 56—250 мм располагается сверху станины, с высотой оси вращения 280—355 мм — сбоку станины. Коробка выводов двигателей с высотой оси вращения 56—132 мм допускает поворот с фиксацией ее положения через 90°, с высотой оси вращения 160—250 мм — через 180°.

Коробка выводов имеет два исполнения: с доской зажимов и без нее. Коробка выводов может иметь один или два штуцера; для двигателей с высотой оси вращения 56 и 63 мм — только один штуцер. Для двигателей с высотой оси вращения 71 мм и более конструкция коробки выводов допускает закрепление газовой трубы или металлического рукава с подводящими проводами, а также кабелей с медными или алюминиевыми жилами и с оболочкой из пластиков. Для двигателей с высотой оси вращения 160 мм и более предусмотрена коробка выводов, конструкция которой допускает присоединение кабеля с заливаемой кабельной муфтой.

Валы и подшипники рассчитаны на применение клиноременной и зубчатой передач. В электродвигателях используют подшипники качения.

Обмотку статора двигателей с высотой оси вращения 56—250 мм выполняют всыпной из круглого провода, с высотой оси вращения 280—355 мм — из прямоугольного провода с жесткими секциями.

В двигателях с высотой оси вращения 56 или 63 мм предусмотрено использование изоляции класса нагревостойкости Е, с высотой оси вращения 71—132 мм — класса В и с высотой оси вращения 160—355 мм — класса *F*. Короткозамкнутую клетку ротора выполняют литой из алюминия.

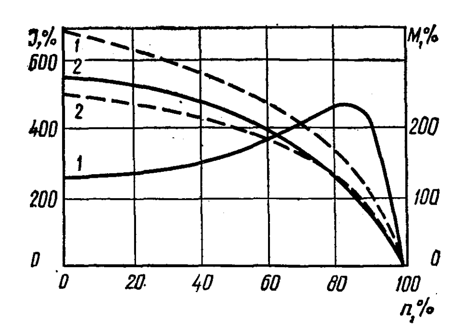


Рис. VI-1. Пусковые характеристики асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором (в % от номинальных значений):

1 — нормальное скольжение; *2* — повышенное скольжение (сплошной линией показан момент на валу, пунктиром — ток статора).

Закрытые двигатели исполнения 1Р44 имеют аксиальную систему вентиляции. Воздух подается вентилятором, насаженным на конец вала, и обдувает внешнюю оребренную поверхность станины.

Закрытые двигатели с высотой оси вращения 280—355 мм имеют дополнительную вентиляцию, осуществляемую через внутренние каналы ротора.

Защищенные двигатели исполнения 1Р23 имеют двустороннюю радиальную систему вентиляции, которая осуществляется при помощи лопаток, расположенных на короткозамкнутых кольцах ротора. Воздух поступает внутрь двигателя через щиты и выходит через отверстия в станине.

Зависимости момента на валу и тока статора от скорости для асинхронных короткозамкнутых электродвигателей даны на рис. VI-1.

Для привода холодильных герметичных и бессальниковых поршневых компрессоров с количеством цилиндров 4 и менее рекомендуется применять встроенные электродвигатели с повышенным пусковым моментом [5]. Во всех остальных случаях электродвигатели серии 4А нормального исполнения обеспечивают автоматический пуск и остановку компрессоров при условии соблюдения регламентируемых параметров питающей сети.

Встроенные электродвигатели изготавливаются со специальной изоляцией обмоток не ниже класса В, рассчитанной на работу в фреоно-масляной среде.

Ввиду специфических условий охлаждения встроенные электродвигатели допускают 2—3-кратную перегрузку.

АСИНХРОННЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ С ФАЗОВЫМ РОТОРОМ

Асинхронные электродвигатели с фазовым ротором применяются для привода механизмов с высоким пусковым моментом или при ограничении пускового тока. Момент на валу и ток двигателя зависят от величины введенного в цепь ротора сопротивления и рассчитываются исходя из конкретных условий работы электропривода.

Отношение моментов максимального к номинальному для двигателей с фазовым ротором составляет 2—3.

Двигатели с фазовым ротором изготовляют с подъемом щеток после пуска и с постоянно налегающими щетками. Первые применяются с пусковым реостатом при ручном управлении двигателем, вторые — со станциями автоматического управления и регулирования частоты вращения. Регулирование частоты вращения в пределах от 100 до 40% номинальной достигается путем изменения сопротивления в цепи ротора. Такой способ регулирования неэкономичен, так как в этом случае значительная часть мощности теряется в реостате. Наиболее экономичным способом регулирования скорости вращения электродвигателей с фазовым ротором является метод рекуперации избыточной энергии ротора обратно в сеть посредством инверторных преобразователей. Однако этот способ требует применения сложных и дорогих устройств и в холодильной технике в настоящее время не применяется.

Применение электродвигателей с фазовым ротором для привода холодильных компрессоров имеет место в редких случаях и, как правило, определяется необходимостью снижения пусковых токов при питании электродвигателей от маломощных сетей, например в сельской местности.

СИНХРОННЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

Для привода тихоходных поршневых компрессоров большой производительности, а также для привода крупных центробежных компрессоров, насосов и других нерегулируемых по скорости агрегатов мощностью 1000—12 500 кВт применяют синхронные двигатели.

Синхронные двигатели сложнее и дороже асинхронных и нуждаются в дополнительном устройстве для питания обмоток ротора постоянным током. Однако это обычно окупается эффектом от компенсации реактивной мощности сети.

Двигатели изготовляют на номинальные мощности 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3200,

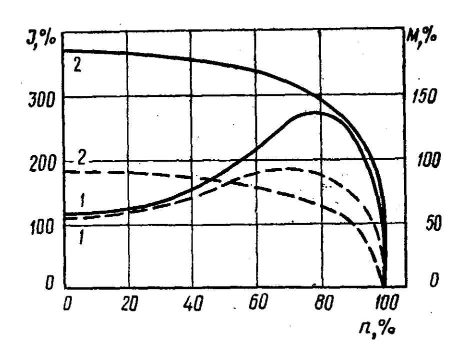


Рис. VI-2. Пусковые характеристики синхронных двигателей (в % от номинальных значений) при асинхронном пуске через реактор (сплошная линия) и через автотрансформатор (пунктир):

1 — момент на валу; *2* — ток статора.

4000, 5000, 6300, 8000, 10 000 и 12 500 кВт при номинальном коэффициенте мощности 0,9 (при опережающем токе); на номинальные напряжения 3000, 6000 и 10 000 В; на номинальную частоту вращения 50 (3000), 25 (1500), 16,7 (1000), 12,5 (750), 10 (600), 8,3 (500), 6,2(375), 5 (300), 4,2 (250), 3, 1 (187), 2,8 (167), 2,5 (150), 2,1 (225) и 1,7 (100) c^{-1}(об/мин).

Преимущество синхронных двигателей особенно сказывается при непосредственном соединении двигателя с приводным механизмом при малой скорости его вращения.

Пусковые характеристики синхронного двигателя при асинхронном пуске представлены на рис. VI-2.

В случае необходимости снижения пусковых токов, пускового момента (в целях обеспечения плавного пуска) и перенапряжений в обмотках применяется пуск синхронных двигателей на пониженном напряжении через реактор либо автотрансформатор. Обычно пуск двигателей для привода холодильных машин при достаточной мощности питающей сети производится от полного напряжения.

ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ПОСТОЯННОГО ТОКА

При отсутствии источника переменного тока и в случаях, когда требуется широкое регулирование скорости или большой начальный пусковой момент, применяют электродвигатели постоянного тока.

По схеме питания обмоток возбуждения они подразделяются на двигатели независимого возбуждения (шунтовые), последовательного (сериесные) и смешанного (компаундные) возбуждения, имеющие различные характеристики.

Электродвигатели независимого возбуждения применяют для электроприводов, не требующих большого пускового момента. Регулирование скорости этих двигателей достигается изменением поля обмоток статора путем введения в цепь возбуждения переменного сопротивления или способом изменения тока в этих обмотках, например понижением напряжения.

При ослаблении поля скорость электродвигателя может быть увеличена в 1,5—2 раза от номинальной.

При необходимости более широкого регулирования скорости электропривода применяют специальные схемы, в которых осуществляется плавное изменение подводимого напряжения к двигателю, а в случае необходимости нужное изменение напряжения производят раздельно на обмотках якоря и обмотках возбуждения.

Двигатели последовательного возбуждения (сериесные) применяются в приводах с большим начальным пусковым моментом. Регулирование скорости вращения в этом случае производится изменением сопротивления в главной цепи двигателя. Эти двигатели применяют, например на транспорте для привода подъемных механизмов (краны) и т. д.

Двигатели смешанного возбуждения (компаундные) обладают промежуточными характеристиками и применяются в различных электроприводах, например для привода компрессоров при питании от сети постоянного тока.

ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Основные требования. При выборе электропривода к холодильным агрегатам к нему предъявляют как общие требования (для промышленных механизмов), так и специальные. Электродвигатель должен развивать мощность, обеспечивающую максимальную потребляемую механизмом мощность в расчетном режиме. Частота вращения его должна соответствовать наиболее эффективным условиям работы передачи, а пусковой момент должен обеспечивать пуск агрегата при заданной нагрузке. Электродвигатель должен иметь надежную защиту от воздействия окружающей среды. Форма исполнения электродвигателя определяется общей компоновкой холодильного агрегата.

При выборе электродвигателя следует также учитывать требования, предъявляе-

мые к электроприводу при автоматизации холодильных агрегатов.

Для поршневых компрессоров в связи с большим начальным моментом сопротивления в отличие от других механизмов (насосов, вентиляторов и др.) необходим повышенный пусковой момент при количестве цилиндров $\leqslant 4$ [5] при пуске под полной нагрузкой.

При использовании разгрузочных устройств (например, для отжима электромагнитных клапанов) можно выбирать двигатели в обычном исполнении.

Кроме того, электродвигатель холодильного компрессора должен иметь некоторый запас мощности или обладать перегрузочной способностью, обеспечивающей первоначальный пуск и работу компрессора отепленной холодильной установки до достижения установившегося режима. Этот период в зависимости от схемы и тепловой емкости системы может длиться значительное время.

При автоматизации холодильных агрегатов электропривод должен обеспечивать автоматический пуск и остановку, а в отдельных случаях и регулирование частоты вращения холодильного компрессора. Для этих условий электродвигатель следует рассчитывать на повторные автоматические пуски и остановки компрессора, в отдельных случаях с учетом значительного колебания напряжения питающей сети (торговое холодильное оборудование).

К электроприводу в зависимости от назначения холодильных установок предъявляют также и специальные требования: взрывобезопасность, бесшумность, виброустойчивость. В отдельных случаях электропривод должен обеспечивать работу холодильных агрегатов при колебании температуры окружающей среды в широких пределах, колебании напряжения в сети и т. д.

Тип электродвигателя выбирают в соответствии с условиями работы электропривода по данным каталога или при наличии специальных требований, по техническим условиям на их изготовление и поставку. Тип двигателя по роду тока и напряжению выбирают в зависимости от данных питающей сети в следующей последовательности: асинхронный с короткозамкнутым ротором, синхронный, асинхронный с фазовым ротором, двигатель постоянного тока. При отсутствии особых условий во всех случаях рекомендуется выбирать асинхронный электродвигатель трехфазного тока с короткозамкнутым ротором промышленной частоты 50 Гц. В случаях, когда мощность питающей сети ограничена и применение электродвигателей с короткозамкнутым ротором и синхронных затруднительно, выбирают двигатели с фазовым ротором.

Применение синхронных электродвигателей, несмотря на относительную сложность и большую стоимость, рекомендуется в случае, когда компенсация реактивной мощности является эффективной. Для тихоходных горизонтальных поршневых компрессоров использование синхронных двигателей особенно целесообразно, так как при малой частоте вращения асинхронные электродвигатели имеют низкие коэффициенты мощности и КПД.

Электродвигатели постоянного тока применяют для привода холодильных компрессоров на судовых холодильных установках, а также на установках кондиционирования воздуха на железнодорожном транспорте.

Мощность электродвигателя выбирают по расчетным параметрам компрессора. Мощность электродвигателя определяется максимальной эффективной мощностью компрессора в наиболее тяжелом расчетном режиме (t_0, $t_к$ — max) с учетом потерь в передаче и запаса мощности на переходный (пусковой) период холодильной установки. Для агрегатов средней производительности запас мощности следует принимать от 10 до 15%. Проверяют соответствие пускового и максимального моментов условиям разгона привода, а также условиям охлаждения двигателя. При этом следует учитывать максимально возможную температуру окружающей среды. В каталогах приведены значения мощности электродвигателя для нормальных условий работы — температура окружающей среды не более 40° С. Если фактическая температура отличается от указанной в каталоге, мощность электродвигателя пересчитывают на новые условия охлаждения [4].

При выборе мощности электродвигателя единой серии следует иметь в виду, что при нагрузке, которая составляет $^3/_4$ полной нагрузки, коэффициент мощности ($\cos \varphi$) уменьшается по сравнению с коэффициентом мощности при полной нагрузке незначительно, т. е. на 0,01—0,04, в то же время КПД повышается на 1,5—2%.

Выбор частоты вращения электродвигателя зависит от условий передачи, частоты вращения вала компрессора, а также от конструкции агрегата.

Во избежание дополнительных потерь применения клиноременных передач следует избегать, при этом ротор электродвигателя насаживают на общий вал или соединяют с компрессором муфтой. В некоторых электродвигателях по условиям радиальной нагрузки на подшипники применение клиноременной передачи не допускается.

Частота вращения электродвигателя в ос-

новном определяет его массу и габариты. Поэтому следует применять электродвигатели с возможно большей частотой вращения. Выбор электродвигателя по частоте вращения следует вести в следующей последовательности (синхронное число оборотов): 50 (3000), 25 (1500), 16,7 (1000), 12,5 (750) и т. д.

Применение электродвигателей с высокой частотой вращения затрудняется условиями передачи.

Для клиноременной передачи передаточное число ограничивается минимальным диаметром шкива электродвигателя, типом ремня и допустимой нагрузкой на подшипники электродвигателя.

Скорость приводного ремня (ГОСТ 1284—68 и ГОСТ 20898—75) не должна превышать 20 м/с. Поэтому диаметр шкива (в м) на компрессоре следует принимать равным

$$D_{\text{к}} \leqslant \frac{20}{n_{\text{к}}},$$

где $n_{\text{к}}$ — частота вращения компрессора, c^{-1}.

Применение шкивов с диаметром, выходящим за габариты основания компрессора, не рекомендуется, так как усложняются транспортировка и монтаж агрегата. При выборе двигателя с высокой частотой вращения увеличивается передаточное число, а диаметр и масса маховика компрессора могут превысить допустимые. Для холодильных агрегатов рекомендуемое передаточное число 2—3.

Для привода центробежных компрессоров применяют быстроходные электродвигатели с частотой вращения 50 c^{-1} (3000 об/мин). Форму исполнения электродвигателя выбирают исходя из условий его работы. Для машинных залов холодильных установок промышленного назначения рекомендуется защищенная форма исполнения электродвигателей.

Расчет времени пуска. Время пуска является одним из существенных факторов, определяющих правильность выбора электродвигателя. В момент пуска (разгона) электродвигатель потребляет из сети значительный ток: например, асинхронный с короткозамкнутым ротором — 4—7,5-кратный ток. Под действием пускового тока усиленно нагревается обмотка, а если пуск затягивается, двигатель может перегреться и выйти из строя.

Для приближенного расчета времени пуска (в с) применяют упрощенную формулу

$$t = \frac{GD_0^2 n^2}{10{,}3 N_{\text{дв}} \left[0{,}5\,(a+b) - \dfrac{N_{\text{к}}}{N_{\text{дв}}}\right]},$$

где GD^2 — суммарный маховой момент всех вращающихся частей, отнесенный к валу электродвигателя, Н·м²;

$N_{\text{дв}}$ — номинальная мощность электродвигателя, кВт;

a — кратность начального момента $\left(\dfrac{M_{\text{нач}}}{M_{\text{ном}}}\right)$ электродвигателя;

b — кратность максимального момента $\left(\dfrac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{ном}}}\right)$;

$N_{\text{к}}$ — потребляемая мощность компрессора, кВт.

В некоторых случаях, когда известны кривые пусковых моментов электродвигателя, расчет может быть произведен более точно путем графического интегрирования.

Решающее влияние на время пуска оказывает кратность пусковых моментов. В связи с этим для привода компрессоров, пуск которых производится при полной нагрузке, рекомендуется применять электродвигатели с повышенным пусковым моментом. Для агрегатов малой и средней мощности допустимое время разгона привода при относительно редких пусках не должно превышать 3—5 с. С другой стороны, минимальное время пуска следует определять исходя из допустимых расчетных динамических нагрузок, возникающих в механизме движения при пуске. Для крупных машин с большим маховым моментом время пуска достигает 20—30 с и более.

Допустимое снижение напряжения. Существенным фактором при выборе электропривода для сетей ограниченной мощности является допустимое снижение (посадка) напряжения, при котором еще возможен пуск агрегата.

Вращающий момент асинхронного двигателя пропорционален квадрату напряжения. Незначительное падение напряжения на клеммах двигателя в момент пуска приводит к резкому снижению пускового момента. При маломощных сетях возможны случаи, когда холодильный агрегат даже при полной разгрузке не может быть пущен в ход.

В связи с этим при выборе двигателя рассчитывают допустимое снижение напряжения (в %), при котором может быть пущен агрегат,

$$U = \sqrt{\frac{\frac{N_{к}}{N_{дв}} + 1}{0,8a}} \cdot 100.$$

Рассчитанное допустимое напряжение, при котором двигатель обеспечивает пуск компрессора, должно быть не ниже 80—85% номинального.

В тех случаях, когда питающая сеть недостаточно мощная и снижение напряжения при пуске может оказаться больше расчетного, применяют разгрузку компрессоров. Если и это мероприятие окажется недостаточным, заменяют электродвигатель с короткозамкнутым ротором на двигатель с фазовым ротором либо применяют схемы с ограничением пускового тока.

При разработке схем управления электроприводом в случаях, когда холодильная установка питается от маломощного генератора, расчетом проверяют работоспособность пусковой аппаратуры при снижении напряжения в момент пуска; если оно оказывается недопустимым для установленных приборов, в схеме питания цепей управления предусматривают устройство для стабилизации напряжения.

Регулирование частоты вращения электропривода применяют в установках с переменной нагрузкой для изменения производительности холодильных компрессоров.

В холодильной технике применяют ступенчатое и плавное регулирование частоты вращения электропривода.

Ступенчатое регулирование частоты вращения достигается применением многоскоростных асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором и переключением пар полюсов обмоток статора. Этот способ наиболее экономичен, однако такие электродвигатели имеют более низкие КПД и коэффициент мощности; изменение частоты вращения возможно только ступенями.

Плавное регулирование скорости достигается изменением сопротивления в цепи ротора электродвигателей с фазовым ротором (см. выше).

Перспективным является плавное регулирование частоты вращения асинхронных короткозамкнутых двигателей с примене-

Таблица VI-4

Характеристики электродвигателей для бессальниковых компрессоров

Электродвигатель	Компрессор	Мощность, кВт	Частота вращения		КПД, %	cos φ	Диаметр статора, мм	Длина статора	
			с⁻¹	об/мин				общая	железа
4АВР112А4БФ	ПБ5	1,5	—	—	80	0,7	191	201	85
4АВР1126БФ	—	2,2	—	—	—	—	—	—	—
4АВР1124БФ	ПБ7	3,0	24,0	1440	81	0,7	191	216	100
4АВР112В4БФ	ПБ10	4	24	1440	83	0,76	191	241	125
4АВР1122БФ	—	5,5	—	—	—	—	—	—	—
4АВР1326БФ	—	4,0	—	—	—	—	—	—	—
4АВР132А4БФ	ПБ14	5,5	24	1440	85	0,77	225	247	115
4АВР1326БФ	—	5,5	—	—	—	—	—	—	—
4АВР1324БФ*	ПБ20	7,5	—	—	—	—	—	—	—
4АВР1804БФ*	ПБ28	11	—	—	—	—	—	—	—
4АВР180А4БФ	ПБ40	15	24,7	1480	90,5	0,84	313	304	149
4АВР180А4БФ	ПБ60	22	24,6	1475	89,5	0,86	313	304	149
4АВР180В4БФ	ПБ80	30	24,2	1455	89,5	0,88	313	344	189
4АВР180В4БФ	—	45	—	—	—	—	—	—	—
4АВР2504БФ*	ПБ110	55	—	—	—	—	—	—	—
4АВР2504БФ*	ПБ160	75	—	—	—	—	—	—	—
4АВР2504БФ*	ПБ220	110	—	—	—	—	—	—	—
4АВР2502БФ	МХМВ250	90	—	—	—	—	—	—	—
4АВР2002НБФМ	—	30	—	—	—	—	—	—	—

Примечание. Электродвигатели и пусковая аппаратура для герметичных компрессоров приведены в главе V.

* Длину железа статора и соответствующие параметры определяют после испытаний.

Таблица VI-5

Характеристики электродвигателей для поршневых агрегатов, работающих на R 717

Агрегат	Компрессор агрегата	Электродвигатель агрегата	Мощность, кВт	Частота вращения, c^{-1} (об/мин)
А40-7-2(3)	П40	4АР160М4У3	18,5	25(1500)
А60-7-2(3)	П60	4АР180М4У3	30	25(1500)
А80-7-2(3)	П80	4АР200М4У3	37	25(1500)
А110-7-0(1)	П110	А02914У3	75	25(1500)
А110-7-2(3)	П110	4А225М4У3	55	25(1500)
1А110-7-2	П110	4А225М6У3	33	16,7(1000)
А220-7-0(1)	П220	А3-315S1-4	132	25(1500)
А220-7-2(3)	П220	А02-92-4У3	100	25(1500)
А0600П	—	СДКП2-16-24-12КУ4*	320	8,3(500)
А01200П	—	СДКП2-17-26-12КУ4*	630	8,3(500)

* Для помещений класса В-1б можно применять электродвигатели типа СДКМ2.

Таблица VI-6

Характеристики электродвигателей для винтовых компрессорных агрегатов общепромышленного исполнения с частотой вращения 50^{-1}(3000 об/мин)

Компрессор	Электродвигатель	Мощность
ВХ130-7-7	4А225М	55
ВХ30-2-7	4АН200М	55
ВХ350-2-5	4АН250М	132
ВХ350-2-3	4АН280	160
ВХ350-2-1	4АН280М	200
ВХ350-7-3	4А315	160
ВХ350-7-1	4А315М	200
ВХ700-7-7	4А280	110
ВХ700-2-7	4АН250	110
ВХ700-7-3	4А355М	315
ВХ700-2-3	4АН355	315
ВХ700-2-1	АТД-2	400
ВХ700-7-1	АТД-2	360
ВХ1400-7-7	4А355	250
ВХ1400-2-7	4АН315М	250
ВХ1400-2-3	АТД-2	640
ВХ1400-7-3	АТД-2	640
ВХ1400-2-1	АТД-2	740
ВХ1400-7-1	АТД-2	740

нием тиристорных преобразователей (ТПЧ).

Тиристорные преобразователи питаются от силовой сети переменного тока 50 Гц и по заданному сигналу датчика преобразуют частоту сети в диапазоне от 5 до 55 Гц, обеспечивая тем самым пропорциональное изменение частоты вращения двигателя в диапазоне от 10 до 110% номинальной.

Основным преимуществом таких преобразователей является плавное регулирование

Таблица VI-7

Характеристики электродвигателей для центробежных компрессоров с частотой вращения 50 c^{-1}(3000 об/мин)

Компрессор	Электродвигатель
ХТМФ-125-1000	2АЗМ-500, СТД-630-2
ХТМФ-235М-2000	2АЗМ-500, СТД-800-2
ХТМФ-348-4000	СТД-1250-2
ХТМФ-248-4000	СТД-1600-2
ТХМВ-2000	2АЗМ-800, СТД-800-2
ТХМВ-8000	СТЗ-3150-2
АТКП-235-4000	2АЗМП-1600, СТДП--1600-2
АТКП-335-2000	2АЗМП-2000, СТДП-2000-2
АТКП-435-1600	2АЗМП-1600, СТДП-1600-2
АТП5-5/3	СТДП-6300-2
АТП5-8/1	СТДП-4000-2
АТП5-16/1	СТДП-8000-2
АТКА 735	СТДП-1600-2
АТКА 545-5000	СТДП-4000-2
АТКА 445-6000	СТДП-3150-2

частоты вращения серийных электродвигателей трехфазного переменного тока (асинхронных и синхронных) при сравнительно высоком значении КПД.

Плавное регулирование частоты вращения двигателей постоянного тока достигается изменением тока в цепи обмоток возбуждения и якоря путем регулирования напряжения, подаваемого на обмотки.

Электродвигатели для привода серийных отечественных компрессоров приведены в табл. VI-4, VI-5, VI-6, VI-7.

УПРАВЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯМИ

Управление электродвигателями (пуск, остановка, изменение скорости) осуществляется посредством пусковой аппаратуры. Управление может быть ручным (непосредственным или дистанционным), автоматическим, комбинированным.

При ручном непосредственном управлении электродвигатель включается оператором путем непосредственного воздействия на аппарат, подающий питание к двигателю (автомат, пакетный выключатель и т. д.).

При ручном дистанционном управлении включение производится путем воздействия оператора на промежуточный орган (кнопку, ключ управления, реле). Промежуточный орган в свою очередь приводит в действие пусковой орган в цепи питания электродвигателя (магнитный пускатель, контактор, тиристор и т. д.).

Автоматическое управление достигается воздействием на пусковые органы специальными приборами, контролирующими поддержание заданных параметров (давления, температуры и др.). Автоматическое управление может осуществляться также по заданной программе посредством специальных программных регуляторов (пуск агрегатов в определенной последовательности, пуск в зависимости от достижения заданных параметров, программное изменение заданных параметров в зависимости от требований оптимального проведения технологического процесса и т. д.).

Комбинированное управление предусматривает возможность перехода по желанию оператора с одного вида управления на другой, например с ручного на автоматический, и наоборот.

В холодильной технике рекомендуется применение, как правило, комбинированного управления, позволяющего осуществить:

ручное опробование агрегата (компрессора) с отключением на период опробования ряда второстепенных защитных приборов;

полуавтоматическое управление: включение агрегата вручную оператором, отключение автоматическое под действием защиты, а также после достижения установкой заданных параметров;

автоматическое и программное управление.

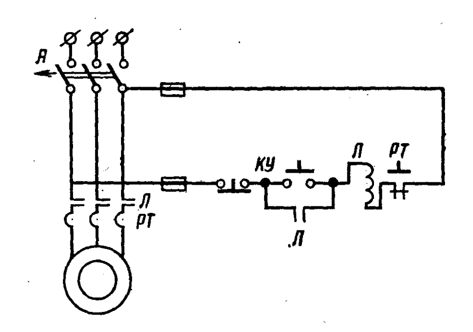


Рис. VI-3. Схема управления асинхронным короткозамкнутым двигателем:

А — автомат; *Л* — линейный пускатель; *РТ* — тепловое реле; *КУ* — кнопки управления.

Управление электродвигателями с короткозамкнутым ротором осуществляется посредством автоматов, магнитных пускателей контакторов, тиристоров и других аппаратов.

Наиболее распространена схема управления двигателем посредством магнитного пускателя (рис. VI-3). Пуск и остановка осуществляются кнопками *КУ*. Схема имеет тепловую защиту от перегрузки двигателя (реле *РТ*) и максимальную от короткого замыкания, осуществляемую автоматом *А*.

В некоторых случаях, когда питающая сеть имеет ограниченную мощность и прямой пуск короткозамкнутого двигателя, по условиям снижения напряжения при пуске в сети недопустим, применяют схемы пуска на пониженном напряжении (переключение при пуске со звезды на треугольник, автотрансформаторный пуск и т. д.).

Управление двигателями с фазовым ротором связано с применением дополнительной аппаратуры для изменения сопротивления в цепи ротора. При ручном управлении это достигается пусковым реостатом в цепи ротора.

При дистанционном и автоматическом управлении применяют электродвигатели с постоянно налегающими щетками. Сопротивление в роторе при этом шунтируется контакторами ускорения *1У* и *2У* (рис. VI-4). Они включаются в зависимости от заданного интервала времени.

Сдвиг по времени обеспечивается либо

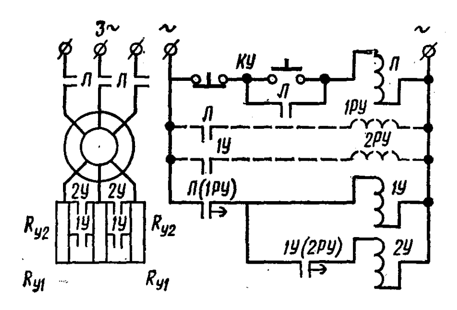


Рис. VI-4. Схема управления двигателем с фазовым ротором:

Л — линейный контактор; *КУ* — кнопки управления; *1РУ*, *2РУ* — реле ускорения; *1У*, *2У* — контакторы ускорения; $R_у$ — сопротивления в цепи ротора.

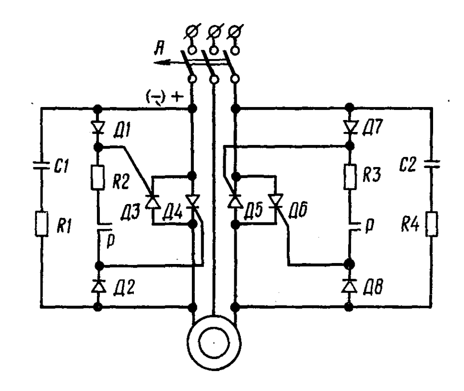


Рис. VI-5. Схема управления короткозамкнутым двигателем посредством тиристорного пускателя:

А — автоматический выключатель; *Д1 Д2*, *Д7*, *Д8* — диоды; *Д3*, *Д4*, *Д5*, *Д6* — тиристоры; *С1*, *С2* — конденсаторы; *R1*, *R2*, *R3*, *R4* — сопротивления; *Р* — контакты пускового реле.

применением специальных реле *1РУ* и *2РУ*, либо применением блок-контактов *Л* и *1У*, снабженных механизмом задержки срабатывания.

Весьма перспективно бесконтактное управление электродвигателями посредством тиристорных пускателей. Эти пускатели обеспечивают высокую надежность управления (отсутствие контактов в силовой цепи) и соответственно повышенный ресурс. Эти пускатели широко применяют для пуска и управления холодильными машинами с герметичными и бессальниковыми компрессорами (рис. VI-5).

При положительной полярности напряжения на диоде *Д1* и замкнутых контактах реле *Р* ток управления тиристора *Д4* проходит через диод *Д1*, сопротивление *R3*, контакт реле, управляющий электрод тиристора *Д4*, катод тиристора и замыкается на минус. Тиристор *Д4* открывается и остается открытым в течение данного полупериода питающего напряжения. Ток через управляющий электрод тиристора *Д3* в этот полупериод не проходит, так как его катод и управляющий электрод находятся под одним потенциалом. При прохождении тока через 0 тиристор *Д4* запирается. В следующий полупериод открывается тиристор *Д3*. Цепь его замыкается следующим образом: плюс, диод *Д2*, контакт реле *Р*, сопротивление *R2*, управляющий электрод тиристора *Д3*, катод тиристора, минус источника питания. Тиристор *Д3* открыт до момента перехода значения тока через 0. Цепочка *C1R1* служит для снятия коммутационных перенапряжений, вызванных индуктивным характером нагрузки.

При разомкнутых контактах реле *Р* цепи управляющих электродов тиристоров не замкнуты, тиристоры заперты — силовая цепь разомкнута.

Управление синхронными двигателями осуществляется посредством специальных станций управления. Как правило, для пуска компрессоров применяются схемы

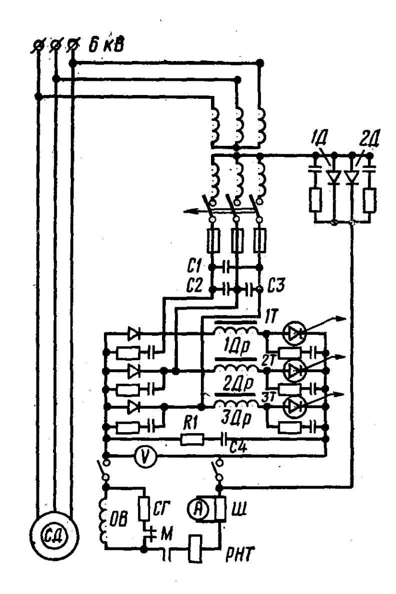


Рис. VI-6. Схема управления синхронным двигателем:

СД — синхронный двигатель; *ОВ* — обмотка возбуждения; *СГ* — сопротивление гашения; *М* — контактор подачи возбуждения; *РНТ* — реле номинального тока; *С1*, *С2*, *С3* — конденсаторы; *Д* — диоды; *1Т*, *2Т*, *3Т* — тиристоры; *1Др*, *2Др*, *3Др* — дроссели.

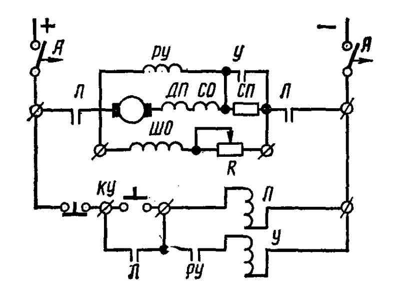


Рис. VI-7. Схема управления двигателем постоянного тока:

А — автомат; *Л* — линейный контактор; *У* — контактор ускорения; *РУ* — реле ускорения; *ДП* — обмотка дополнительных полюсов; *СО* — сериесная обмотка; *ШО* — шунтовая обмотка; *СП* — сопротивление пусковое; *R* — реостат возбуждения; *КУ* — кнопки управления.

прямого пуска путем подключения электродвигателя на полное напряжение сети.

В зависимости от мощности и напряжения питающей сети применяется различная пусковая аппаратура (автоматы, масляные и воздушные выключатели и т. д.). Также применяются различные схемы питания обмотки возбуждения (питание от машинных возбудителей, от тиристорных преобразователей и т. д.).

Схема питания обмотки возбуждения от тиристорного преобразователя приведена на рис. VI-6. На схеме показаны основные элементы преобразователя.

Пуск двигателя осуществляется в асинхронном режиме при подключенной обмотке возбуждения *ОВ* на сопротивление *СГ*. После разгона двигателя в обмотку возбуждения подается постоянный ток от тиристорного преобразователя (выпрямителя). После подачи тока в обмотку *ОВ* двигатель входит в синхронизм.

Управление двигателями постоянного тока осуществляется вручную пусковыми реостатами или дистанционно (автоматически) посредством магнитных станций. В холодильной технике применяют, как правило, магнитные станции с одной, двумя ступенями ускорения. Схема управления двигателем постоянного тока с одной ступенью ускорения приведена на рис. VI-7.

Пуск осуществляется нажатием кнопки *КУ*, при этом включается линейный контактор *Л*, и напряжение подается на двигатель через пусковое сопротивление *СП*. По мере разгона напряжение на якоре возрастает, пусковой ток уменьшается, и реле ускорения *РУ* включает контактор ускорения *У*, который шунтирует пусковое сопротивление.

Для пуска двигателей постоянного тока применяют также более сложные схемы с тиристорным управлением.

ЗАЩИТА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Защита от нарушений нормального режима работы двигателя выполняется согласно Правилам устройства электроустановок.

Для двигателей малой и средней мощности общепромышленного исполнения защита от перегрузки производится тепловыми или токовыми реле с зависимой характеристикой, встроенными в магнитные пускатели, автоматы или устанавливаемые отдельно.

Для электродвигателей, встраиваемых в герметичные и бессальниковые компрессоры, ввиду специфических условий охлаждения защита от перегрузок осуществляется позисторами, встраиваемыми в обмотку двигателя и контролирующими ее температуру или специальными реле (см. главу V).

Защита минимального напряжения для этих случаев осуществляется пусковой аппаратурой, отключающей двигатели при понижении напряжения ниже допустимого предела.

Выбор указанных видов защиты в основном определяется подбором соответствующей пусковой аппаратуры и шкафов управления.

Крупные электродвигатели имеют дополнительную более чувствительную защиту (например, дифференциально-токовую от замыкания на землю), обычно встраиваемую в блоки и станции управления двигателями. Для синхронных двигателей дополнительно предусматривают защиту от обрыва поля (потери возбуждения) и от выпадения из синхронизации (от рассинхронизации). Для двигателей крупной мощности, применяемых в приводах центробежных компрессоров, предусматривают ряд устройств дополнительной защиты, обеспечивающих более полный контроль режима работы двигателя (защита от перегрева обмоток, железа статора, подшипников от потери смазки и т. д.).

Правильный выбор защиты электродвигателя и соблюдение условий контроля ее исправности обеспечивают высокую надежность эксплуатации всего агрегата в целом.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a — кратность начального момента двигателя;

b — кратность максимального момента двигателя;

D — диаметр, м;
GD^2 — суммарный маховой момент, приведенный к валу двигателя, $Н \cdot м^2$;
f — частота сети, Гц;
M — момент, $Н \cdot м$;
n — частота вращения, $с^{-1}$;
I — ток, А;
p — число пар полюсов;
s — скольжение ротора;
t — время, с;
U — напряжение, В;
η — КПД;
$\cos\varphi$ — коэффициент мощности.

Индексы

а — асинхронная скорость ротора;

дв — электродвигатель;

к — компрессор;

п — потребляемая мощность;

с — синхронная скорость поля статора.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Правила устройства электроустановок (ПУЭ). — М.: Энергия, 1965. — 464 с.
2. Правила технической эксплуатации электроустановок потребителей и правила техники безопасности при эксплуатации электроустановок потребителей. 3-е изд. — М.: Атомиздат, 1972. — 352 с.
3. Справочник энергетика промышленных предприятий. Т. I—IV. — М.; Л.: Госэнергоиздат, 1963. — 300 с.
4. Электротехнический справочник. Т. I—III. — 5-е изд., испр. — М.: Энергия, 1975. — 275 с.
5. Нуждин А. С., Хорьков В. С. Исследование пусковых моментов поршневых холодильных компрессоров со встроенными электродвигателями. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1975, № 9, с. 36—38.

ГЛАВА VII

ЭФФЕКТИВНОСТЬ И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ

КЛАССИФИКАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Холодильные агенты в зависимости от уровня давлений разделяют на три группы: низкого давления, или высококипящие (t_s выше —10° С); среднего давления (t_s от —10° С до —60° С); высокого давления, или низкокипящие (t_s ниже —60° С).

Эта классификация является условной и отражает классификацию холодильных машин, среди которых различают: высокотемпературные (t_0 выше —10° С) — к ним относятся тепловые насосы и машины для кондиционирования воздуха, в основном одноступенчатые; среднетемпературные (t_0 от —10° С до —30° С), в основном одноступенчатые; низкотемпературные одноступенчатые (t_0 от —30° С до —55° С), двухступенчатые (t_0 до —70°С) и каскадные (t_0 до —110° С).

Термодинамические характеристики распространенных холодильных агентов приведены в табл. VII-1 [14, 19, 24, 29, 30, 31, 39, 40, 41, 44].

Термодинамические и теплофизические характеристики холодильных агентов рассматриваются в трех аспектах (табл. VII-2): с точки зрения влияния на эффективность термодинамического цикла, на эксплуатационные показатели холодильных машин и компрессоров и на конструктивные характеристики холодильных машин и компрессоров. Для оценки этого влияния пользуются соответствующими комплексами свойств холодильных агентов (третья колонка табл. VII-2).

ВЛИЯНИЕ СВОЙСТВ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЦИКЛОВ

Основным методом оценки эффективности термодинамических циклов является метод сопоставления холодильных коэффициентов теоретических циклов для рассматриваемых холодильных агентов. Для оценки степени обратимости теоретических циклов рассматривают круговые процессы с адиабатным сжатием и дросселированием, температурами кипения и конденсации, совпадающими с температурами источников теплоты. В качестве эталонного обратимого цикла принимают цикл Карно. Степень обратимости одноступенчатого теоретического цикла характеризует термодинамическое совершенство холодильных агентов.

Цикл без регенерации теплоты. Энергетическая эффективность теоретического цикла без регенерации теплоты (*1—2—3—4*, рис. VII-1) характеризуется коэффициентом термодинамического совершенства холодильного агента[1] [см. табл. VII-2, формулы (1, 2)]. Коэффициент (степень) термодинамического совершенства холодильного агента $\eta_т$ зависит от внутренних необратимых потерь в цикле, определяемых коэффициентами потерь от дросселирования $\eta_д$ [формула (3)] и от перегрева паров при сжатии $\eta_п$ [8]. Малым потерям от дросселирования жид-

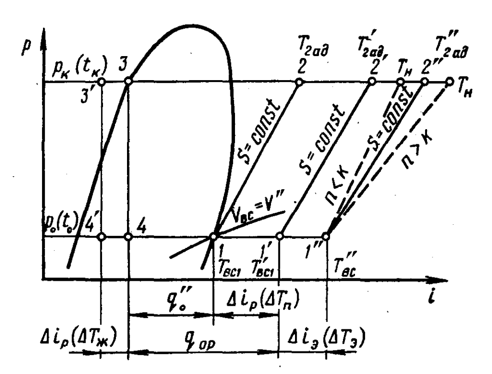


Рис. VII-1. Принципиальная схема термодинамического цикла одноступенчатой холодильной машины:

1 — всасывание на линии насыщения; $T_{вс1} = T_1 = T_0$; *1'* — всасывание при наличии регенеративного теплообмена ($\Delta i_р$); $T'_{вс1} = T'_1$; *1''* — всасывание при наличии регенеративного теплообмена и с учетом подогрева пара во встроенном электродвигателе $\Delta T_э$; $T''_{вс} = T''_1$

[1] по существу, совершенства одноступенчатого холодильного цикла для конкретного холодильного агента.

Таблица VII-1

Термодинамические характеристики холодильных агентов

Холодильный агент	Формула	Молекулярная масса μ, кг/кмоль	Нормальная температура кипения t_s, °С	Критическая температура $t_{кр}$, °С	Критическое давление $p_{кр}$, МПа	Теплота парообразования при 98 кПа r, кДж/кг	Газовая постоянная R·10, кДж/(кг К)
Холодильные агенты низкого давления							
R113	$C_2F_3Cl_3$	187,38	46,82	214,00	3,389	147	0,4437
R11	$CFCl_3$	137,37	23,65	198,00	4,370	182	0,6053
R21	$CHFCl_2$	102,92	8,73	178,5	5,173	239	0,8078
R114	$C_2F_4Cl_2$	170,92	3,63	145,70	3,333	133	0,4864
R12B1	CF_2BrCl	165,36	—3,83	153,73	4,252	131,5	0,5028
RC318	C_4F_8	200,04	—5,97	115,32	2,780	112	0,4156
R142	$C_2H_3F_2Cl$	100,49	—9,2	136,45	4,138	223,5	0,8274
Холодильные агенты среднего давления							
R12	CF_2Cl_2	120,91	—29,74	112,0	4,119	166	0,6876
R717	NH_3	17,03	—33,35	132,4	11,397	1360	4,8816
R500	73,8% R12+26,2% R152	99,3	—33,3	105,5	4,36	197,3	0,8373
R501	75% R22+25% R12	—	—34	—	—	—	—
R115	C_2F_5Cl	154,46	—38,97	79,94	3,192	125,9	0,5383
R22	CHF_2Cl	86,47	—40,81	96,13	4,99	229	0,9616
R290	C_3H_8	44,10	—41,97	96,81	4,269	419	1,8855
R502	51,2% R115+48,8% R22	111,63	—45,62	82,16	4,010	175	0,7448
R143	$C_2H_3F_3$	84,04	—47,58	73,10	4,110	226	0,9893
R504	51,8% R115+48,2% R32	79,42	—57,4	66,39	4,77	236	1,0493
R13B1	CF_3Br	148,91	—57,77	66,9	3,946	118	0,5584
Холодильные агенты высокого давления							
R744	CO_2	44,1	—78,5*	31,2	7,383	573,13*	1,8854
R13	CF_3Cl	104,46	—81,59	28,75	3,868	149,7	0,7959
R23	CHF_3	70,01	—82,14	26,3	4,811	239,5	1,1876
R170	C_2H_6	30,07	—88,53	32,27	4,934	470	2,7651
R503	59,9% R13+40,1% R23	87,25	—87,84	19,5	4,338	179,5	0,9529
R1150	$CH_2{=}CH_2$	28,05	—103,74	9,5	5,056	465,57	2,9637
R14	CF_4	88,00	—128,02	—45,65	3,745	136,3	0,9448

* — нормальная температура и теплота сублимации соответственно.

Примечание. Холодильные агенты в соответствии с действующим в СССР международным стандартом МС814—79 «Цифровое обозначение холодильных агентов» обозначают одним из следующих способов: словами «холодильный агент» или символом R, или торговым названием с последующим соответствующим цифровым обозначением; или химической формулой; или химическим названием. В СССР торговым названием фторсодержащих галоидопроизводных холодильных агентов (фреонов) является «хладон». Подробнее об обозначении холодильных агентов см. главу «Рабочие вещества компрессионных холодильных машин» справочника «Теплофизические основы получения искусственного холода».

Таблица VII-2

Зависимость показателей холодильных циклов и машин от свойств холодильных агентов

Показатель	Обозначение и формула	Комплексы свойств холодильного агента
Влияние свойств холодильных агентов на эффективность термодинамического цикла		
Коэффициент (степень) термодинамического совершенства холодильного агента	$\eta_т = \dfrac{\varepsilon_т}{\varepsilon_c} = \eta_д \eta_п$; (1) где $\eta_п$ — коэффициент потерь от перегрева паров при сжатии. $\eta_т = \dfrac{1 - \dfrac{c_x'}{r_0}\Theta}{1 - \dfrac{c_x'}{r_0}\Theta \dfrac{T_0}{2\left(T_0 + \dfrac{\Theta}{2}\right) + B}}$, (2) где $\Theta = T_к - T_0$, c_x' — в интервале Θ;	$\dfrac{c_x'}{r_0}$ совместно с $\dfrac{c_x''}{r_0}$
коэффициент потерь от дросселирования жидкого холодильного агента	$\eta_д = \dfrac{1 - \dfrac{c_x'}{r_0}\Theta}{1 - \dfrac{c_x'}{r_0}\Theta \dfrac{T_0}{2\left(T_0 + \dfrac{\Theta}{2}\right)}}$. (3)	$\dfrac{c_x'}{r_0}$
комплекс, учитывающий влияние перегрева при сжатии в формуле (2)	$B = \dfrac{\dfrac{1}{2}\dfrac{c_x''}{r_0}\Theta \cdot T_0 (T_0 + \Theta)}{\left(\dfrac{c_p}{c_x''} + 1 - \dfrac{T_0}{T_0 - \Theta/2}\right)\left(T_0 + \dfrac{\Theta}{2}\right)}$, (4) где c_x'' и c_p — при $p_к$ [только в формуле (4)].	$\dfrac{c_x''}{r_0}$ совместно с $\dfrac{c_p}{r_0}$
Коэффициент эффективности цикла с регенерацией теплоты	$\eta_{т.р.} = \dfrac{\varepsilon_{т.р}}{\varepsilon_т} = \dfrac{q_{vр}}{q_v} = \dfrac{T_0}{T_0 + \Theta_р}\left(1 + \dfrac{\dfrac{c_р}{r_0}\Theta_р}{1 - \dfrac{c_x'}{r_0}\Theta}\right)$, (5) где $\varepsilon_{т.р}$ — теоретический холодильный коэффициент цикла с регенерацией теплоты, $\Theta = T_к - T_0$, $\Theta_р = T_{вс} - T_0$, c_p — средняя теплоемкость пара в интервале $\Theta_р$	$\dfrac{c_p}{r_0}$, совместно с $\dfrac{c_x}{r_0}$

Показатель	Обозначение и формула	Комплексы свойств холодильного агента
Удельная объемная холодопроизводительность без перегрева пара (без регенерации теплоты)	$q''_v = \frac{q_0}{v''} = \left[1 - \frac{c_x'}{r_0}(T_к - T_0)\right]\frac{r_0}{v''}$. (6)	$\frac{r_0}{v''}$ совместно с $\frac{c_x'}{r_0}$
с перегревом пара (с регенерацией теплоты)	$q_{vp} = q''_v \frac{T_0}{T_0 + \Theta_р} + \frac{c_p}{v_{вс}}\Theta_р$. (7)	$\frac{c_p}{v_{вс}}$
Коэффициент эффективности цикла с регенерацией теплоты и подогревом пара во встроенном электродвигателе	$\eta_{т.р.э} = \frac{\varepsilon_{т.р.э}}{\varepsilon_{т.э}} = \frac{T_0 + \Delta T_э}{T_0 + \Theta_р + \Delta T_{э.р}}$. (8)	$\frac{c_p}{r_0}$ совместно с $\frac{c_x'}{r_0}$ и $\frac{l_{ад}}{c_p}$
Коэффициент, учитывающий влияние подогрева пара в электродвигателе на эффективность цикла	$\eta_{т.э} = \frac{\varepsilon_{т.р.э}}{\varepsilon_{т.р}} = \frac{T_0 + \Theta_р}{T_0 + \Theta_р + \Delta T_{э.р}}$. (9)	$\frac{l_{ад}}{c_p}$
Определитель (комплекс) для оценки эффективности регенерации теплоты	$K_1 = \frac{\frac{c_p}{r_0}T_0}{1 - \frac{c_x'}{r^0}\Theta}$, (10)	$\frac{c_p}{r_0}$ совместно с $\frac{c_x'}{r_0}$
Величина охлаждения жидкости в цикле с регенерацией теплоты	$\Delta T_ж = \frac{c_p}{c_x'}\Theta_р$, (11) где $\Theta_р \leqslant \Theta$	$\frac{c_p}{c_x'}$
Предельная величина охлаждения жидкости при $\Theta_р = \Theta$	$\Delta T_{ж\ max} = \frac{c_p}{c_x'}\Theta$. (12)	$\frac{c_p}{c_x'}$
Относительная удельная тепловая нагрузка в регенеративном теплообменнике	$\bar{q}_{р.т} = \frac{q_{р.т}}{q_{0р}} = \frac{\frac{c_p}{r_0}\Theta_р}{1 - \frac{c_x'}{r_0}\Theta + \frac{c_p}{r_0}\Theta_p}$. (13)	$\frac{c_p}{r_0}$ совместно с $\frac{c_x'}{r_0}$
Тепловая нагрузка регенеративного теплообменника	$Q_{р.т} = V_{км}\lambda q_{vp} q_{р.т}$. (14)	q_{vp}, $\frac{c_p}{r_0}$, $\frac{c_x'}{r_0}$
Определитель (комплекс) для оценки эффективности промежуточного охлаждения впрыском жидкого холодильного агента в двухступенчатом цикле	$K_2 = \frac{\frac{c_p}{r_0}T_{охл}}{1 - \frac{c_x'}{r_0}\Theta_{пр}}$, (15)	$\frac{c_p}{r_0}$ совместно с $\frac{c_x'}{r_0}$

Показатель	Обозначение и формула	Комплексы свойств холодильного агента
	где $T_{\text{охл}}$ — температура, до которой охлажден сжатый пар в первой ступени (низкого давления); $\frac{c_p}{r_0}$ и $\frac{c_x'}{r_0}$ относятся ко второй ступени (высокого давления).	
Коэффициент эффективности цикла с двукратным дросселированием	$$\eta_{\text{т.д.}} = \frac{\varepsilon_{\text{т.д}}}{\varepsilon_{\text{т}}} = \frac{1 + \alpha a}{1 + \alpha \frac{l_{\text{ад}} \text{II}}{l_{\text{ад}}}}, \quad (16)$$ где $$\alpha = \frac{\frac{c_x'}{r_0}\Theta_{\text{пр}}}{1 - \left(\frac{c_x'}{r_0}\right)_{\text{II}} \Theta_{\text{пр}}}; \quad (17)$$ $$a = 1 + \left(\frac{c_x''}{r_0}\right)_{\text{II}} \frac{T_{\text{пр}} - T_0}{1 - \left(\frac{c_x'}{r_0}\right)_{\text{II}} \Theta_{\text{пр}}}. \quad (18)$$ В формулах (15) — (18) $\varepsilon_{\text{т}}$ — холодильный коэффициент одноступенчатого цикла; $\varepsilon_{\text{т.д}}$ — то же цикла с двукратным дросселированием; $T_{\text{пр}}$ — температура насыщения, соответствующая промежуточному давлению; $\Theta_{\text{пр}} = T_{\text{к}} - T_{\text{пр}}$; $l_{\text{ад}}$ — для одноступенчатого сжатия; $l_{\text{ад}}$ II — принимается неизменной в цикле с дросселированием и без него.	$\frac{c_x'}{r_0}$, $\frac{c_x''}{r_0}$
Определитель (комплекс) для оценки эффективности двукратного дросселирования	$$K_3 = \frac{c_x'}{r_0}\Theta_{\text{пр}}. \quad (19)$$	

Влияние свойств холодильных агентов на эксплуатационные показатели холодильных компрессоров и машин

Удельная адиабатная работа сжатия	$$l_{\text{ад}} = \frac{\overline{k_v}}{\overline{k_v} - 1} z_1 R T_1 \left(\pi^{\frac{\overline{k_v} - 1}{\overline{k_v}}} - 1\right), \quad (20)$$	π совместно с $\overline{k_v}$, z и μ
	$$l_{\text{ад}} = C \frac{\overline{l_{\text{ад}}}}{\mu} \left(\overline{k_v} z_1 T_1\right). \quad (21)$$ $c = R\mu \approx \text{const}$	$\frac{\overline{l_{\text{ад}}}}{\mu}$, $\overline{k_v}, z$

Показатель	Обозначение и формула	Комплексы свойств холодильного агента
Безразмерная работа	$\overline{l}_{ад} = \frac{l_{ад}}{a_1}$ (22) где $a_1 = \sqrt{\overline{k}_v z_1 R T_1}$, $\overline{l}_{ад} = \frac{1}{k-1}\left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)$. (23)	π π совместно с k
	В формулах (20)—(22)	
Показатели адиабаты конечных параметров	$\overline{k}_v = \frac{\lg \pi}{\lg \frac{v_1}{v_2}} = \frac{\lg \pi}{\lg\left(\frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{\pi}{T_2/T_1}\right)}$; (24) $\overline{k}_т = \frac{\lg \pi}{\lg \frac{\pi}{T_2/T_1}}$; (25) $\frac{1}{\overline{k}_v} = \frac{1}{\overline{k}_т} + \frac{\lg \frac{z_1}{z_2}}{\lg \pi}$. (26)	
Повышение температуры в процессе адиабатного сжатия	$\frac{T_{2ад}}{T_1} = \frac{z_1}{z_2}\, \pi^{\frac{\overline{k}_v - 1}{\overline{k}_v}}$ (27) $\Delta T_{2ад} = T_{2ад} - T_1 = T_1 \left(\pi^{\frac{\overline{k}_т - 1}{\overline{k}_т}} - 1\right)$ (28)	π совместно с $\overline{k}_v$, z π совместно с $\overline{k}_т$
Теплота, переданная пару в компрессоре	$Q_{км} = \frac{l_{ад}}{v_{вс}} \cdot \frac{V_{км}\lambda}{\eta_e} \cdot \frac{1}{\eta_э}$, (29) где $\eta_э$ — КПД встроенного электродвигателя (для компрессора с открытым приводом $\eta_э = 1$).	$\frac{l_{ад}}{v_{вс}}$
Теплота, соответствующая потерям в электродвигателе	$Q_э = \frac{l_{ад}}{v_{вс}} \cdot \frac{V_{км}\lambda}{\eta_e} \cdot \frac{1-\eta_э}{\eta_э}$, (30)	$\frac{c_p}{v_{вс}}$ совместно с $\frac{l_{ад}}{v_{вс}}$
Теплота, отведенная в окружающую среду с поверхности компрессора	$Q_{о.\,с} = V_{км} \cdot \lambda \frac{l_{ад}}{v_{вс}}\left(\frac{1}{\eta_e \eta_э} - \tau_{км}\right)$. (31)	$\frac{l_{ад}}{v_{вс}}$

Показатель	Обозначение и формула	Комплексы свойств холодильного агента
Доля теплоты, отведенной в окружающую среду	$\overline{Q}_{\text{о. с}} = \dfrac{Q_{\text{о.с}}}{Q_{\text{км}}} = 1 - \eta_e \eta_э \tau_{\text{км}},$ (32) где $\tau_{\text{км}}$ — температурный коэффициент. $\tau_{\text{км}} = \dfrac{\Delta t_{\text{н}}}{\Delta t_{\text{ад}}} = \dfrac{t_{\text{н}} - t_{\text{вс}}}{t_{2\text{ад}} - t_{\text{вс}}},$ (33) причем $t_{\text{вс}}$ и $t_{2\text{ад}}$ выбирают в соответствии с рис. VII-1; для компрессора с открытым приводом $\eta_э = 1$.	$\dfrac{c_p}{v_{\text{вс}}}$ $\dfrac{c_p}{v_{\text{вс}}}$
Теплота, отведенная от встроенного электродвигателя	$Q_э = \dfrac{c_p}{v_{\text{вс}}} V_{\text{км}} \cdot \lambda \cdot \Delta T_э.$ (34)	$\dfrac{c_p}{v_{\text{вс}}}$ совместно с $\dfrac{l_{\text{ад}}}{c_p}$
Теоретический подогрев пара во встроенном электродвигателе	$\Delta T_э = \dfrac{l_{\text{ад}}}{c_p} \cdot \dfrac{1}{\eta_e} \cdot \dfrac{1 - \eta_э}{\eta_э}.$ (35)	$\dfrac{l_{\text{ад}}}{c_p}$

Влияние свойств холодильных агентов на конструктивные характеристики холодильных компрессоров и машин

Диаметры трубопроводов		
паровых	$d_{\text{п}} = d_{\text{п}}^* \sqrt[4]{\dfrac{v_{\text{вс}}^*}{v_{\text{вс}}}}.$ (36) * для известного холодильного агента	
жидкостных	$d_{\text{ж}} = d_{\text{ж}}^* \sqrt{\left(\dfrac{v'}{v_{\text{вс}}}\right) : \left(\dfrac{v'}{v_{\text{вс}}}\right)^*}.$ (37)	
гидравлическое сопротивление	$\dfrac{\Delta p}{p} = B\mu,$ (38) где $B = \dfrac{\xi w^2}{2} \cdot \dfrac{1}{vp\mu}.$ (39) $vp\mu \approx \text{const}$	
Диаметр цилиндра поршневого компрессора	$D = D^* \sqrt{\dfrac{q_v^*}{q_v}}.$ (40)	q_v
Комплекс, характеризующий нагрузку на механизм движения поршневого компрессора (в одном и том же температурном режиме работы)	$\dfrac{q_v}{p_{\text{к}} - p_0} \approx \text{const}$ (41)	

Показатель	Обозначение и формула	Комплексы свойств холодильного агента
Диаметр рабочего колеса центробежного компрессора	$D = C_D^{**}\sqrt{\frac{Q_0}{M_u\, q_v\, K_v}} \times \sqrt{\frac{\mu}{z_{вс}\,\overline{k}_v\, T_{вс}}}$, (42) где C_D — определяется конструкцией колеса и не зависит от рода холодильного агента; $K_v = \frac{v_{вс}}{v_{вх}}$ ($v_{вх}$ — при входе в колесо).	$\mu/(z_{вс}\overline{k}_v q_v)$
для заданной объемной производительности	$\left(\frac{D}{D^*}\right)_V = \sqrt{\frac{(M_u \cdot a_1)^*}{M_u \cdot a_1}} = m_{D\cdot V}$, (43) где $a_1 = C\sqrt{z_1\overline{k}_v\,\frac{T_н}{\mu}}$ (z_1 — при входе в колесо). $C=\sqrt{R\mu}$	a_1 $\frac{z_1\overline{k}_v}{\mu}$
для заданной холодопроизводительности	$\left(\frac{D}{D^*}\right)_Q = m_{D\cdot V}\cdot\sqrt{\frac{q_v^*}{q_v}}$; (44)	q_v
для заданной холодопроизводительности при $M_u =$ = idem	$D \sim \sqrt{\frac{\sqrt{\mu}}{q_v}}$. (45)	
Окружная скорость на наружном диаметре колеса	$u = M_u \cdot a_1$. (46)	a_1
при $M_u =$ idem	$u \sim \sqrt{\frac{\overline{k}_v}{\mu}}$. (47)	$\overline{k}_v/\mu$
Степень повышения давления в ступени	$\pi_{ст} = \left(1 + \frac{\overline{k}_v - 1}{\eta_{ад}}\psi M_u^2\right)^{\frac{\overline{k}_v}{\overline{k}_v - 1}\cdot\eta_{ад}}$. (48)	$\overline{k}_v$
Число ступеней центробежного компрессора	$z = (1{,}0 \div 1{,}3)\,\frac{\lg \pi}{\lg \pi_{ст}}$. (49)	π
Частота вращения колеса	$n = C_n^{**}\sqrt{M_u^3 \cdot q_v\, K_v\left(\frac{\overline{k}_v\, z_{вс}\, T_{вс}}{\mu}\right)^{\frac{3}{2}}}$ (50)	$q_v^2(\overline{k}_v z_{вс}/\mu)^3$
для заданной объемной производительности	$\left(\frac{n}{n^*}\right)_V = \sqrt{\frac{(M_u \cdot a_1)^3}{[(M_u \cdot a_1)^*]^3}} = m_{n.V}$; (51)	a_1
для заданной холодопроизводительности	$\left(\frac{n}{n^*}\right)_Q = m_{n.V}\sqrt{\frac{q_v}{q_v^*}}$, (52)	q_v

** Расшифровку C_D и C_n см. в работе [37].

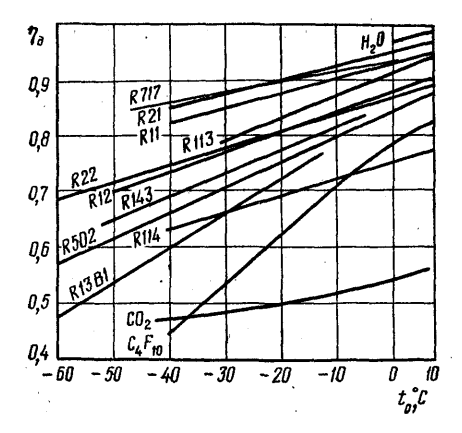


Рис. VII-2. Зависимость коэффициентов дросселирования $\eta_д$ для различных холодильных агентов от температуры кипения при $t_к=30°C$.

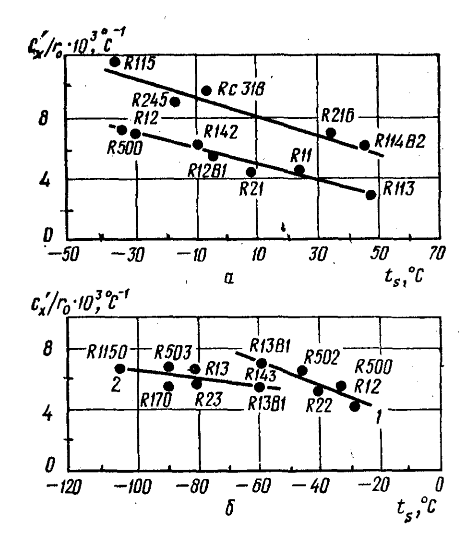


Рис. VII-3. Зависимость c'_x/r_0 от t_s для холодильных агентов:

а — низкого давления ($t_0 = 5°C$; $t_к = 80°C$); *б* — среднего и высокого давлений: *1* — среднего давления ($t_0 = -40°C$; $t_к = 30°C$); *2* — высокого давления ($t_0 = -80°C$; $t_к = -30°C$).

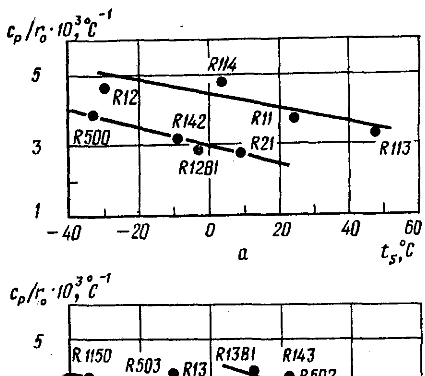
кого холодильного агента в регулирующем вентиле и малым потерям от перегрева паров при сжатии соответствуют высокие значения коэффициентов $\eta_д$ и $\eta_п$. Энергетическая эффективность цикла увеличивается при использовании холодильных агентов с высокими $\eta_д$ и $\eta_п$.

При определении $\eta_т$ по формуле (2) потери от перегрева паров при сжатии учитывают комплексом *B*, рассчитываемым по формуле (4). С увеличением комплекса c_x''/r_0 и уменьшением c_p/c_x'' комплекс *B* растет, а $\eta_т$ падает [8, 11].

У холодильных агентов, имеющих сравнительно высокие потери при дросселировании, как правило, сравнительно низкие потери от перегрева паров при сжатии, и наоборот. С понижением температуры кипения t_0 потери от дросселирования увеличиваются (рис. VII-2).

В цикле без регенерации теплоты на $\eta_т$ и $\varepsilon_т$ решающее влияние оказывает комплекс c_x'/r_0, определяющий дроссельные потери в цикле. Согласно общей тенденции величина c_x'/r_0 возрастает с понижением нормальной температуры кипения холодильного агента t_s и ростом $\pi_{кр} = p/p_{кр}$ (рис. VII-3).

Цикл с регенерацией теплоты. Энергетическая эффективность регенерации теплоты в теоретическом цикле [11] характеризуется коэффициентом эффективности $\eta_{тр}$, который представляет собой отношение холодильных коэффициентов циклов *1'—2'—3'—4'* и *1—2—3—4* [см. рис. VII-1 и формулы (5) — (7) в табл. VII-2]. Коэффициенты эффективности цикла с регенерацией теплоты по сравнению с циклом без регенерации и



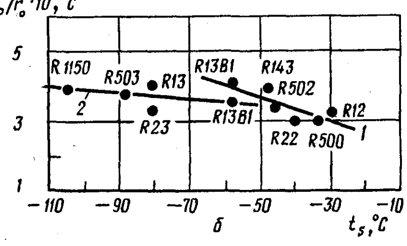


Рис. VII-4. Зависимость c_p/r_0 от t_s для холодильных агентов:

а — низкого давления ($t_0 = +5°C$; $t_к = 80°C$); *б* — среднего и высокого давлений: *1* — среднего давления ($t_0 = -40°C$; $t_к = 30°C$); *2* — высокого давления ($t_0 = -80°C$; $t_к = -30°C$).

Таблица VII-3

Значения комплекса K_1

Режим	Холодильный агент	K_1	$t_{2ад}$, °C	Режим	Холодильный агент	K_1	$t_{2ад}$, °C
Высокотемпературный ($t_0 = 5$°C, $t_к = 80$°C, $t_{вс} = 20$°C)	R11	1,3	106	Низкотемпературный ($t_0 = -40$°C $t_к = 30$°C $t_{вс} = 15$°C)	R22	1,0	140
	R21	1,04	128		R502	2,7	110
	R12B1	2,5	101		R143	1,27	120
					R13B1	1,97	105
Среднетемпературный ($t_0 = -15$°C $t_к = 30$°C $t_{вс} = 15$°C)	R12	1,22	70	Каскадный (нижняя ветвь) ($t_0 = -80$°C $t_к = -30$°C $t_{вс} = 0$°C)	R13	1,21	80
	R717	0,58	99		R23	0,79	114
	R500	1,24	70		R170	1,22	96
	R22	1,02	88		R503	1,06	92

Таблица VII-4

Значения комплекса K_2

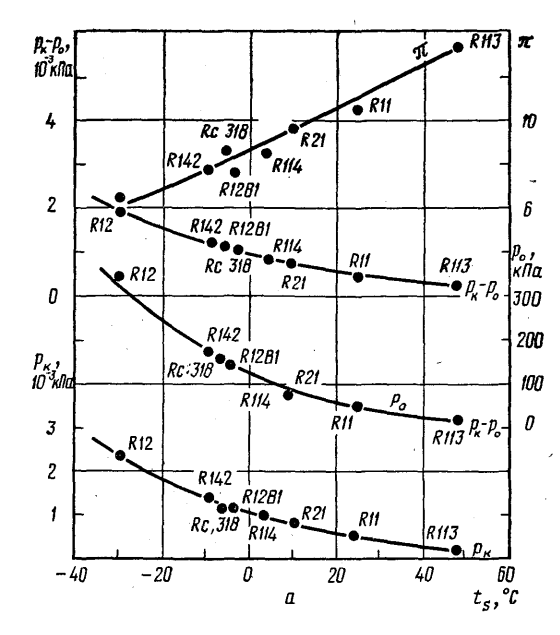
Режим	Холодильный агент	K_2	Режим	Холодильный агент	K_2
Высокотемпературный ($t_0 = 0$°C; $t_к = 50$°C; $t_{пр} = 25$°C)	R142	1,815	Низкотемпературный ($t_0 = -70$°C; $t_{пр} = -50$°C; $t_к = 30$°C)	R170	1,055
	R12B1	1,605		R13	1,2
	R21	0,924		R13B1	0,96
	R11	2,47		R502	0,88
	R12	2,43		R290	0,95
				R22	0,68
				R717	0,658

без подогрева пара во встроенном электродвигателе компрессора можно определить также из соотношения удельных объемных холодопроизводительностей холодильных агентов q_v'' и q_{vp}, определяемых по формулам (6,7). Значения q_v'' и q_{vp} увеличиваются с понижением t_s. Ухудшение энергетической эффективности цикла из-за подогрева пара во встроенном электродвигателе бессальникового или герметичного компрессора [см. формулы (8.9)] более ощутимо при использовании холодильных агентов с высокими значениями $l_{ад}/c_p$.

Эффективность регенерации теплоты оценивается с помощью определителя (комплекса) K_1, рассчитываемого по формуле (10). Регенерация выгодна, если $K_1 > 1$, и эффективность ее возрастает с увеличением K_1 (см. табл. VII-3). Значение комплекса K_1 зависит от соотношения комплексов c_p/r_0 и c_x'/r_0. Наблюдается устойчивая тенденция к повышению c_p/r_0 у холодильных агентов с более низкими значениями t_s (рис. VII-4).

Регенеративный теплообмен в термодинамическом цикле может быть осуществлен в разной степени. Предельно возможная величина охлаждения жидкости $\Delta T_{ж max}$ [11, 20] при отсутствии разности температур на теплом конце регенеративного теплообменника зависит от отношения теплоемкостей пара и жидкости c_p/c_x', как следует из формул (11, 12).

Действительное соотношение тепловых нагрузок регенеративного теплообменника



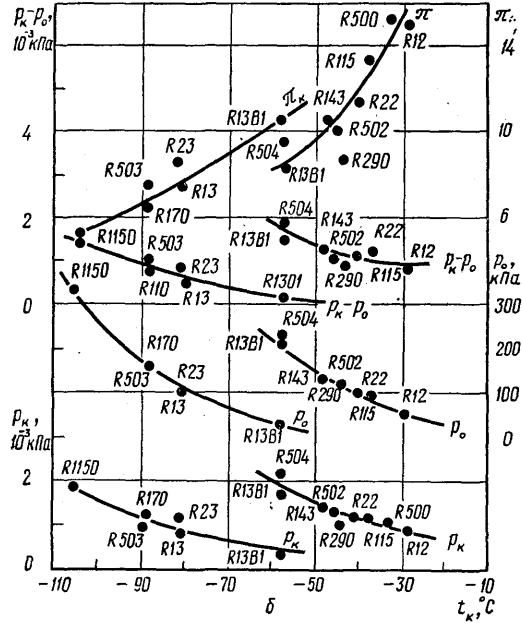


Рис. VII-5. Зависимость p, $p_к$, Δp, π от t_s для холодильных агентов:

а — низкого давления ($t_0 = 5$°C; $t_к = 80$°C); *б* — среднего и высокого давлений: *1* — среднего давления ($t_0 = -40$°C; $t_к = 30$°C); *2* — высокого давления ($t_0 = -80$°C; $t_к = -30$°C).

определяется комплексом $q_{р.т}$ [формулы (13, 14)], который возрастает с понижением t_s [8, 11].

Двухступенчатый цикл. Эффективность двухступенчатого цикла с охлаждением горячих паров впрыском жидкого холодильного агента [10, 11, 32, 33], оценивают при помощи определителя (комплекса) K_2 [формула (15) в табл. VII-2]. Такой способ охлаждения горячих паров принципиально выгоден при $K_2 < 1$ и тем в большей степени, чем меньше K_2. Значения K_2 для различных холодильных агентов приведены в табл. VII-4.

Применение в двухступенчатом цикле двукратного дросселирования для снижения дроссельных потерь ориентировочно можно считать целесообразным при $\eta_{т.д} > 0{,}08$ [формулы (16—19)], при этом величина определителя (комплекса) K_3 обычно не превышает 0,15 [11].

ВЛИЯНИЕ СВОЙСТВ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И КОМПРЕССОРОВ

Уровни давлений, разности давлений Δp и отношения давлений π. Давление насыщения холодильного агента при рабочих температурах определяет запасы прочности элементов холодильной машины. Разность давлений конденсации и кипения определяет нагрузку на механизм движения поршневого компрессора и диапазон рабочих давлений (температур) конденсации. Уровни давлений и разности давлений являются основными факторами, ограничивающими температурные диапазоны применения конкретных холодильных агентов.

Обычно предпочтительным является применение холодильных агентов с возможно более низким значением t_s, так как они эффективнее по большинству показателей. Однако это не всегда возможно, поскольку Δp и $p_к$ могут превысить допустимые значения.

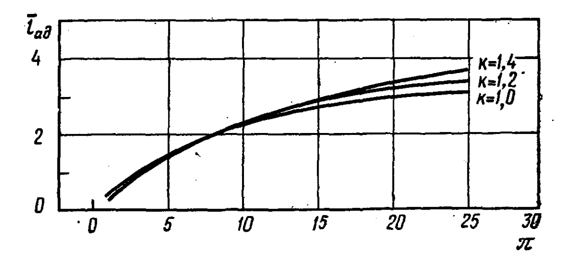


Рис. VII-6. Зависимость безразмерной работы $\bar{l}_{ад}$ от степени повышения давления π.

7*

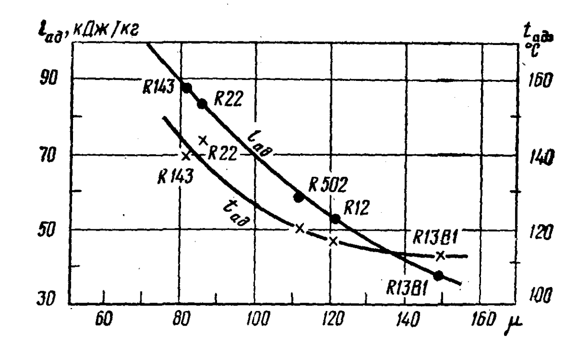


Рис. VII-7. Зависимость адиабатической работы $l_{ад}$ и температуры конца адиабатического сжатия $t_{2ад}$ от молекулярной массы μ холодильных агентов среднего давления ($t_0 = -40°C$; $t_к = 40°C$; $t_{вс} = t_1 = 15°C$).

Рис. VII-8. Зависимость комплексов свойств холодильных агентов от t_s:

а — для холодильных агентов низкого давления ($t_0 = 5°C$; $t_к = 80°C$; $t_{вс} = 20°C$); *б* — для холодильных агентов среднего и высокого давления: *1* — среднего давления ($t_0 = -40°C$; $t_к = 30°C$; $t_{вс} = 15°C$); *2* — высокого давления ($t_0 = -80°C$; $t_к = -30°C$; $t_{вс} = 0°C$).

Соотношения давлений на всех уровнях и разность давлений $p_к - p_0$ подчиняются общей для всех холодильных агентов закономерности: при заданных температурах растут с понижением t_s (рис. VII-5). Отношение давлений $\pi = p_к/p_0$ с понижением t_s увеличивается.

Уровень $p_к(t_к)$, а также величина Δp влияют на вид термодинамического цикла и принципиальную схему холодильной машины. Так, если высокие $p_к$ и Δp не позволяют применить холодильный агент в одно- или двухступенчатой машине, то его можно использовать в нижней ветви каскадной машины.

Отношение давлений π влияет на большинство рабочих коэффициентов, некоторые энергетические показатели и температурные характеристики компрессоров (см. табл. VII-2).

Адиабатная работа сжатия. Адиабатная работа сжатия является важной характеристикой теоретического цикла, влияющей на мощность компрессора и ряд других показателей [10—13, 20, 37].

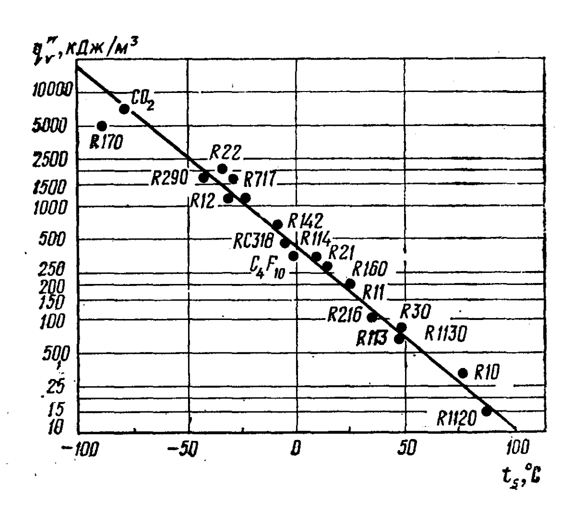
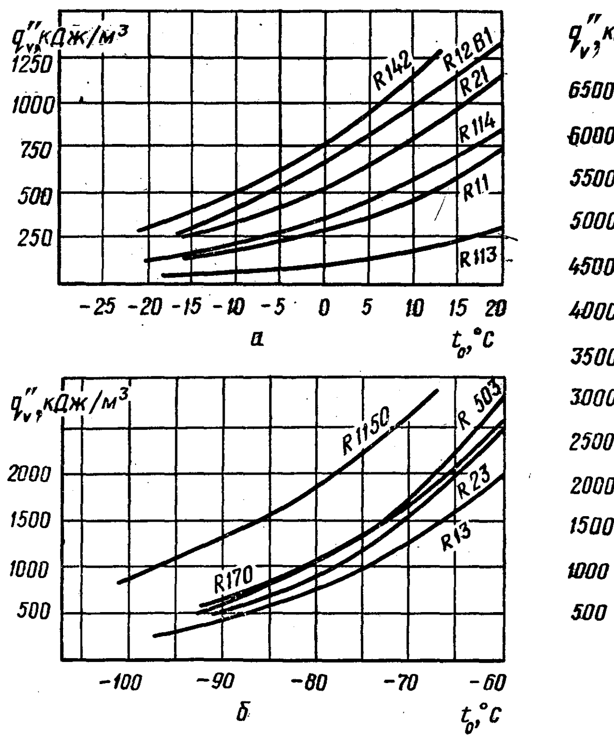


Рис. VII-9. Зависимость объемной холодопроизводительности q''_v от t_s ($t_0 = -15$°C, $t_к = 30$°C).



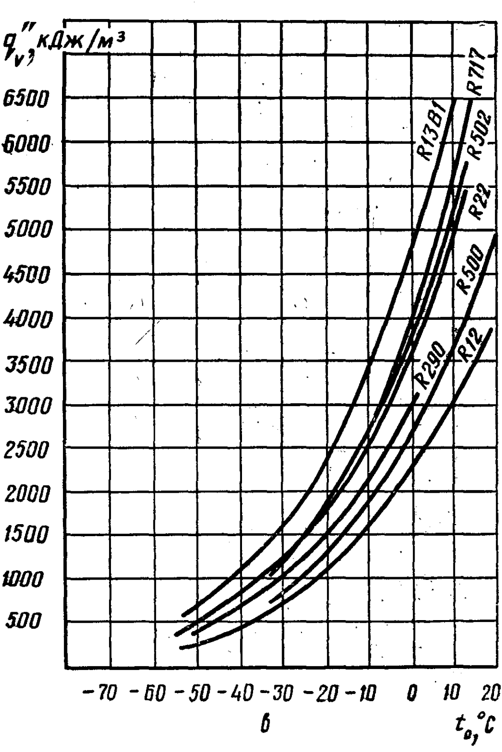


Рис. VII-10. Зависимость объемной холодопроизводительности q''_v от температуры кипения t_0 холодильных агентов низкого (*а*), среднего (*б*) и высокого (*в*) давлений ($t_к$ см. табл. VII-3).

Адиабатная работа сжатия $l_{ад}$ [см. табл. VII-2, формулы (20, 21)] и безразмерная работа сжатия [формулы (22, 23)] увеличиваются с ростом π (рис. VII-6).

Поскольку величина $\overline{l}_{ад}$ мало зависит от показателя адиабаты, в формулах для их определения с погрешностью 2—3% могут быть приняты либо мгновенные значения показателя адиабаты k_v, либо значения показателя адиабаты $\overline{k}_v$, определенного, как и $\overline{k}_т$, по конечным параметрам процесса [формулы (24, 25)]. Величины $\overline{k}_v$ и $\overline{k}_т$ связаны между собой соотношением (26). Для идеального газа $z_1 = z_2 = 1$ и $\overline{k}_v = \overline{k}_т = k_v = k_т$.

Безразмерная работа $\overline{l}_{ад}$ является характеристикой, удобной для анализа и прогнозирования адиабатной работы $l_{ад}$ [37] с помощью отношения $\overline{l}_{ад}/\mu$. Как следует из уравнения (21), адиабатная работа сжатия имеет тенденцию к снижению при увеличении молекулярной массы холодильного агента μ (рис. VII-7). Эта зависимость более четко прослеживается у холодильных агентов одного гомологического ряда. Для систематизации работы сжатия различных холодильных агентов служит комплекс $\mu\, l_{ад}$, уменьшающийся при понижении t_s (рис. VII-8).

Холодопроизводительность. Объемная удельная холодопроизводительность определяет холодопроизводительность компрессора на различных холодильных агентах ($Q_0 = V_{км}\cdot\lambda\cdot q_v$). В цикле без регенерации теплоты [см. формулу (6) в табл. VII-2] q_v'' возрастает с понижением t_s (см. рис. VII-8, VII-9). Использование регенерации теплоты увеличивает преимущества в отношении q_v [формула (7)] холодильных агентов с низкими значениями t_s и высокими значениями $c_p/v_{вс}$ (рис. VII-8). С понижением температуры кипения q_v резко падает (рис. VII-10). Увеличение q_v снижает размеры, удельные массовые показатели и стоимость компрессора.

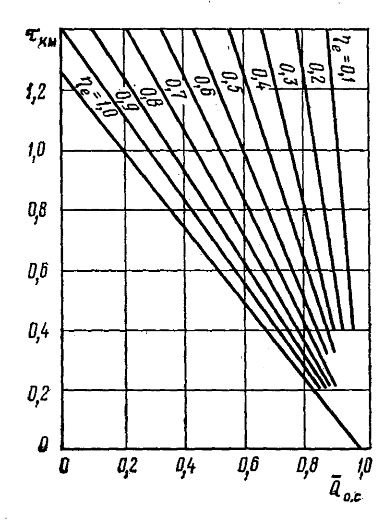


Рис. VII-11. Зависимость коэффициента $\tau_{км}$ от доли отведенной в окружающую среду теплоты с поверхности компрессора $\overline{Q}_{о.с.} = 1 - \eta_e\eta_э\tau_{км}$ при $\eta_э = 0{,}8$.

Повышение температуры при адиабатном сжатии. Повышение температуры при адиабатном сжатии $\Delta T_{ад} = T_{2ад} - T_1$ является функцией π и $\overline{k}_т$ [формулы (27—28) в табл. VII-2]. Холодильные агенты с более высокими t_s имеют, при прочих равных условиях, более высокие значения π и, следовательно, потенциально более высокие $T_{2ад}$ и $\Delta T_{ад}$ (см. табл. VII-3). Взаимосвязь между адиабатной работой сжатия $l_{ад}$ и повышением температуры иллюстрируется рис. VII-7.

Тепловая напряженность и температурные условия работы компрессора. Комплексы $l_{ад}/v_{вс}$, $c_p/v_{вс}$, $l_{ад}/c_p$ характеризуют тепловые (энергетические) нагрузки и температурные условия работы компрессора и встроенного электродвигателя [11—13, 27].

Величина $l_{ад}/v_{вс}$, пропорциональная теоретическому среднему индикаторному давлению $p_{iад}$, совместно с эффективным КПД компрессора η_e и КПД встроенного электродвигателя $\eta_э$ (для бессальникового и герметичного компрессоров) определяет количество подведенной к компрессору энергии $Q_{км}$ и тепловыделения во встроенном электродвигателе $Q_э$ [формулы (29, 30)].

Комплекс $l_{ад}/v_{вс}$ совместно с η_e, $\eta_э$ и $\tau_{км}$ характеризует теплоотвод с поверхности компрессора в окружающую среду [формулы (31, 32)]. При этом интенсивность внешнего охлаждения характеризуется температурным коэффициентом $\tau_{км}$.

Температурный коэффициент $\tau_{км}$ [формула (33)] отражает отклонение действительной температуры нагнетания $t_н$ от температуры в конце адиабатического сжатия [9]. Для анализа рабочих процессов компрессоров со встроенными электродвигателями иногда также целесообразно пользоваться коэффициентом $\tau_{км}$, в котором за температуру всасывания принимается температура пара после электродвигателя (рис. VII-1). Температурный коэффициент зависит от режима работы и конструктивных особенностей компрессора (рис. VII-11). При использовании холодильных агентов с низкими $c_p/v_{вс}$ коэффициент $\tau_{км}$ относительно меньше.

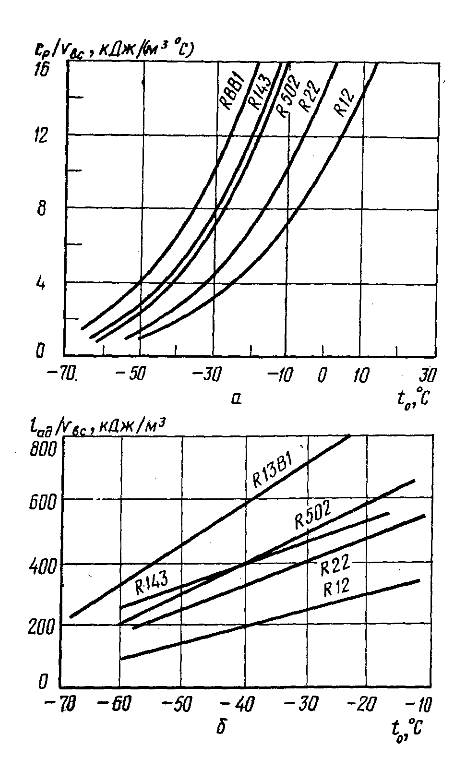


Рис. VII-12. Зависимость $c_p/v_{вс}$ и $l_{ад}/v_{вс}$ от t_0 холодильных агентов среднего давления:

а — зависимость $c_p/v_{вс}$ от t_0 ($t_0 = -40$°C; $t_{вс} = 15$°C);
б — зависимость $l_{ад}/v_{вс}$ от t_0 ($t_0 = -40$°C; $t_к = 40$°C; $t_{вс} = 15$°C).

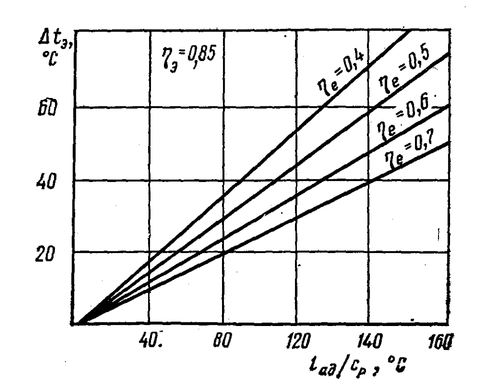


Рис. VII-13. Зависимость теоретического подогрева пара во встроенном электродвигателе $\Delta t_э$ от комплекса $l_{ад}/c_p$.

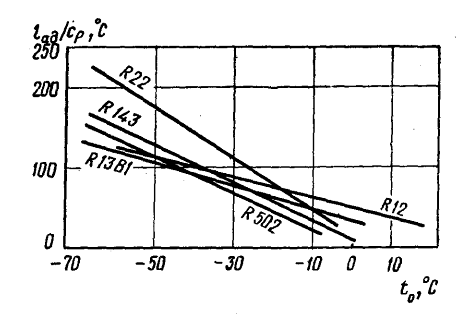


Рис. VII-14. Зависимость $l_{ад}/c_p$ от t_0 для холодильных агентов среднего давления ($t_0 = -40$°C; $t_к = 30$°C; $t_{вс} = 15$°).

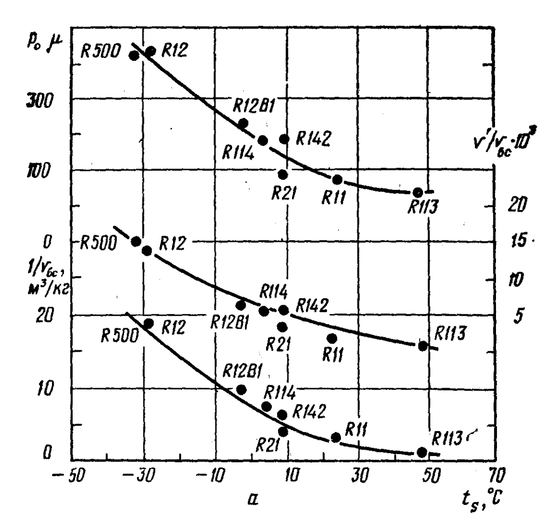
Объемная теплоемкость $c_p/v_{вс}$ характеризует охлаждающую способность паров холодильного агента. Величина $c_p/v_{вс}$ совместно с $l_{ад}/c_p$ характеризует условия охлаждения встроенного электродвигателя (формула 34). Подогревы пара во всасывающем тракте компрессора у холодильных агентов с высокими значениями $c_p/v_{вс}$ ниже, а коэффициенты подогрева выше, чем у холодильных агентов с низкими $c_p/v_{вс}$.

С понижением t_s значения $c_p/v_{вс}$ и $l_{ад}/v_{вс}$ увеличиваются (см. рис. VII-8), а с понижением t_0 уменьшаются (рис. VII-12). Величина $l_{ад}/c_p$ характеризует интенсивность нагрева единицы массы холодильного агента [27] и определяет совместно с η_e и $\eta_э$ теоретический подогрев пара во встроенном электродвигателе $\Delta T_э$ [формула (35)], что иллюстрирует рис. VII-13. С величиной $\Delta T_э$ связан нагрев обмоток встроенного электродвигателя.

Величина $l_{ад}/c_p$ не имеет четко выраженной тенденции к уменьшению или росту при изменении t_s. При понижении t_0 величина $l_{ад}/c_p$ для всех холодильных агентов растет, и, соответственно, увеличивается подогрев пара во всасывающем тракте компрессора (рис. VII-14).

ВЛИЯНИЕ СВОЙСТВ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ НА КОНСТРУКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И КОМПРЕССОРОВ

Гидравлические потери при движении паров холодильного агента в различных элементах холодильной машины зависят от массового расхода холодильного агента $G_а$, который определяется при равных $V_{км}\lambda$ плотностью холодильного агента $\rho_{вс}$ [11]. Поскольку в режимах работы с одинаковыми t_0 произведение $v_{вс} \cdot p_0 \cdot \mu \approx$ idem, общая



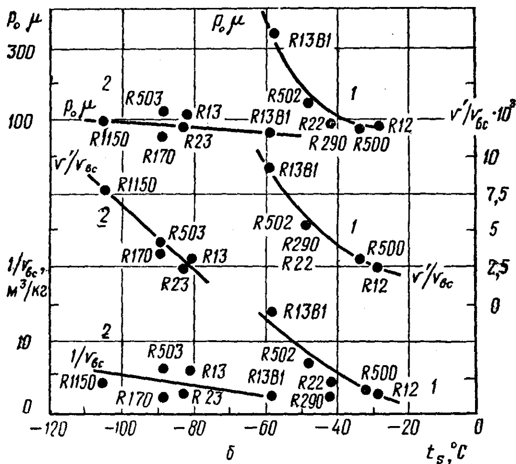


Рис. VII-15. Зависимость $1/v_{вс}$, $v'/v_{вс}$, комплекса $(p_0\mu)$ от t_s для холодильных агентов:
а — низкого давления ($t_0 = 5$°C; $t_{вс} = 20$°C); *б* — среднего и высокого давлений; *1* — среднего давления ($t_0 = -40$°C; $t_{вс} = 15$°C); *2* — высокого давления ($t_0 = -80$°C; $t_{вс} = 0$°C).

тенденция такова, что с понижением t_s комплекс $p_0 \cdot \mu$ и величины $1/v_{вс}$ и $G_а$ растут (рис. VII-15), а с понижением t_0 эти величины уменьшаются.

Объем циркулирующего жидкого холодильного агента пропорционален величине $v'/v_{вс}$, которая возрастает с понижением t_s (см. рис. VII-15). При использовании холодильных агентов с низким значением t для снижения гидравлических потерь диаметры жидкостных и газовых трубопроводов должны быть большими, чем в случае применения холодильных агентов с высокими значениями t_s [см. формулы (36—37) в табл. VII-2]. В соответствии с зависимостями (38—39) гидравлические потери увеличиваются с ростом молекулярной массы холодильного агента.

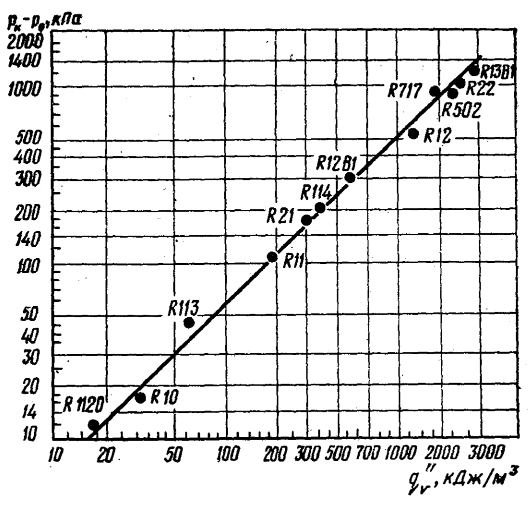


Рис. VII-16. Зависимость между q''_v и $\Delta p = p_к - p_0$ ($t_0 = -15$°C; $t_к = 30$°C).

Конструктивные показатели поршневых компрессоров. Свойства холодильных агентов влияют на геометрические размеры, массогабаритные и прочностные показатели поршневых компрессоров, определяют нагрузку на механизм движения [3, 33].

Диаметр цилиндра компрессора при одинаковых числе цилиндров, относительном ходе поршня и частоте вращения определяется удельной объемной холодопроизводительностью q_v используемого холодильного агента [см. формулу (40)]. В соответствии с зависимостью q_v от t_s [3, 37] применение холодильных агентов с низкими значениями t_s позволяет для получения одинаковой холодопроизводительности использовать компрессор с цилиндрами меньшего диаметра или с меньшим количеством цилиндров.

Применение холодильных агентов с низкими значениями t_s связано с необходимостью увеличения толщины стенок блок — картера. Современные унифицированные холодильные поршневые компрессоры, рассчитанные на определенную разность давлений Δp, при использовании холодильных агентов с более низкими значениями t_s имеют лучшие удельные массогабаритные пока-

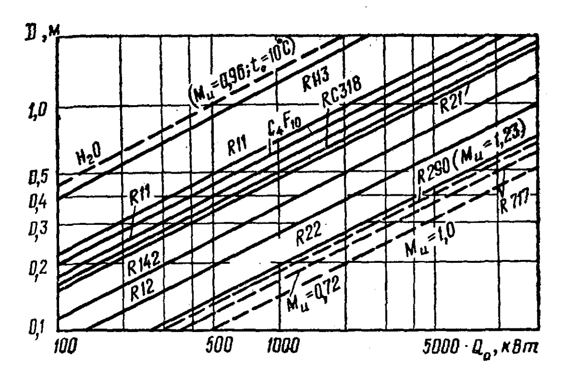


Рис. VII-17. Зависимость D_2 центробежного компрессора от Q_0.

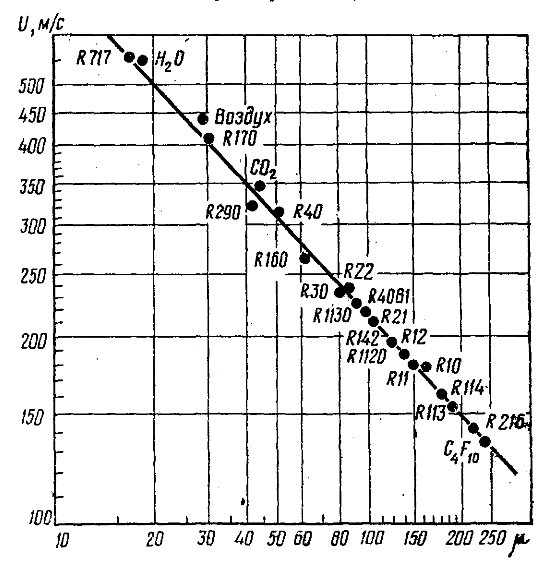


Рис. VII-18. Зависимость окружной скорости колеса центробежного компрессора u от μ.

затели, чем при использовании холодильных агентов с более высокими значениями t_s и низкими значениями q_v. При этом для обеспечения надежности необходимо учитывать увеличение нагрузок на механизм движения компрессоров при использовании холодильных агентов с более низкими значениями t_s (рис. VII-16) вследствие увеличения Δp в соответствии с зависимостью (41).

Конструктивные параметры центробежных компрессоров. Диаметр рабочего колеса, окружная скорость колеса и частота вращения ротора, степень повышения давления в ступени и число ступеней компрессора зависят от ряда характеристик холодильных агентов: π, q_v, μ, $\overline{k}_v$, z [20, 21, 37], входящих в соответствующие комплексы.

Наружный диаметр рабочего колеса D для заданной холодопроизводительности, определенный по формулам (42—45), растет при уменьшении q_v и увеличении μ. Для уменьшения радиальных размеров машины следует применять холодильные агенты с более низкими значениями t_s (рис. VII-17). Уменьшение диаметра за счет снижения μ одновременно приводит к повышению окружных скоростей колеса u (рис. VII-18). Диаметр колеса растет при уменьшении произведения $M_u \cdot a_1$ [формула (43)].

При отсутствии ограничений, связанных с прочностью материалов рабочих колес, наибольшее значение окружной скорости $u = M_u a_1$ определяется допустимым значением M_u [20, 21, 37] и скоростью звука при условиях входа в колесо [формулы (46, 47)]. Поскольку число M_u при условиях выхода из колеса не зависит от рода сжимаемой среды, допустимая окружная скорость зависит от скорости звука в холодильном агенте, которая уменьшается с увеличением μ и уменьшением $\overline{k_v}$ [формула (47)]. При одинаковом допустимом значении M_u использование холодильного агента с большой молекулярной массой приводит к снижению u (рис. VII-18). При этом наибольшая степень повышения давления $\pi_{ст}$ в ступени при работе на тяжелых холодильных агентах не снижается. Степень повышения давления в ступени $\pi_{ст}$ определяет число ступеней компрессора z [формула (49)]. Величина $\pi_{ст}$ ступени при одинаковых значениях M_u и коэффициента напора ψ сравнительно мало зависит от рода холодильного агента; в соответствии с выражением (48) она зависит прежде всего от величины $\psi \cdot M_u$.

При близких значениях M_u можно принимать одинаковую степень повышения давления в ступени $\pi_{ст}$ для различных холодильных агентов, если позволяет прочность материала колеса. Однако в этом случае применение тяжелых холодильных агентов дает возможность снизить u (см. рис. VII-18), а при равных q_v и Q_0 в соответствии с выражениями (50) — (52) снижается также частота вращения вала (ротора) компрессора n (рис. VII-19).

Поскольку с понижением t_s уменьшается π, применение холодильного агента с возможно более низким значением t_s позволяет достигать в одной ступени наиболее низких температур кипения (рис. VII-20). Влияние свойств холодильных агентов на характеристики и показатели винтовых холодильных компрессоров рассмотрено в главе II.

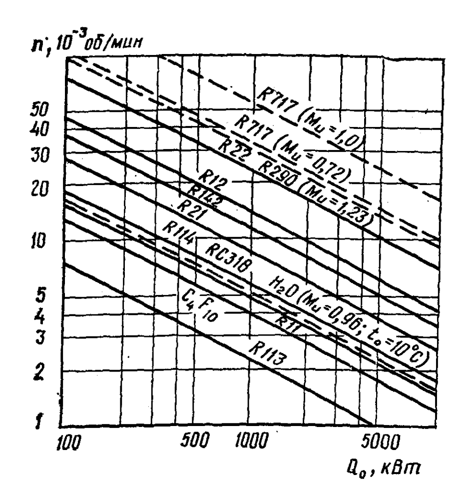


Рис. VII-19. Зависимость частоты вращения центробежного компрессора n от Q_0.

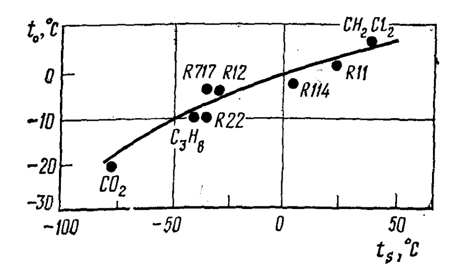


Рис. VII-20. Зависимость температур кипения t_0, достигаемых при одноступенчатом сжатии ($M_u=1{,}36$, $\varphi=0{,}5$, $t_к=30°C$), от t_s холодильных агентов.

Теплообмен в аппаратах холодильных машин. На интенсивность теплообмена (теплоотдача при кипении, конденсации и при вынужденном движении однофазных потоков) оказывают заметное влияние теплофизические свойства холодильных агентов [14]. Наибольшее влияние на теплоотдачу оказывают плотность, теплопроводность, вязкость, теплоемкость пара, теплота парообразования, а при кипении холодильных агентов также и поверхностное натяжение. При этом коэффициент теплоотдачи в той или иной степени повышается с увеличением плотности, теплопроводности, теплоты парообразования и с уменьшением вязкости и поверхностного натяжения холодильного агента. Расчетные зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи, включающие теплофизические свойства холодильных агентов, приведены в главе «Теплообмен в холодильных машинах и установках» справочника «Теплофизические основы получения искусственного холода».

ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И ТОКСИЧНОСТЬ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ[1]

Электрические свойства

Электрическая прочность характеризуется напряженностью электростатического однородного поля, при которой наступает пробой диэлектрика, т. е. потеря им диэлектрических свойств. Холодильные агенты в газообразном состоянии при давлении 100 кПа и температуре 0° С имеют следующие значения электрической прочности (в кВ/см):

R 717	CO_2	R 11	R 12	R 13	R 14	R 22	R 114	R 113
31	33	114	91	53	38	175	175	175

Диэлектрическая постоянная представляет собой отношение напряженности поля в вакууме и напряженности поля в однородной среде при неизменных зарядах, создающих поле. В табл. VII-5 приведены значения диэлектрической постоянной холодильных агентов, находящихся в газообразном состоянии. При увеличении давления ее значение возрастает. Так, для R717 диэлектрическая постоянная при 2 МПа составляет 1,095, а при 5 МПа — 1,386. Данные о диэлектрической постоянной холодильных агентов в жидкой фазе приведены в табл. VII-6, причем при насыщении водой или добавлении 1% масла эти значения не изменяются.

Электрическая проводимость характеризует перенос электрических зарядов в веществе под действием внешнего электрического поля. Удельная электрическая проводимость — величина обратная удельному электрическому сопротивлению. Для

[1] Раздел «Физико-химические свойства и токсичность холодильных агентов» написан при участии канд. техн. наук И. И. Перельштейна.

Таблица VII-5

Диэлектрическая постоянная холодильных агентов в газовой фазе

Холодильный агент	Давление, МПа	Температура, °C	Диэлектрическая постоянная
R717	0,1	20	1,0072
R 744	0,5	66	1,004
R12	0,05	25—30	1,0016
R14	0,05	25—30	1,0006
R21	0,05	25—30	1,0035
R22	0,05	25—30	1,0035

Таблица VII-6

Диэлектрическая постоянная холодильных агентов в жидкой фазе

Холодильный агент	Температура, °C	Диэлектрическая постоянная
R717	—50	22,7
R717	—30	22,0
R717	+24	14,9
R11	+30	1,93
R12	+30	1,74
R21	+30	4,88
R22	+24	6,12
R113	+30	2,44
R114	+30	1,83

Таблица VII-7

Удельная электрическая проводимость жидких холодильных агентов

Холодильный агент	Температура, °C	Удельная электрическая проводимость, См/м
H_2O	50	1.10^{-10}
R717	18	1.10^{-7}
R11	22	$1,6.10^{-13}$
R12	22	$2,0.10^{-13}$
R21	22	$1,1.10^{-9}$
R22	22	$1,1.10^{-8}$
R113	22	$2,2.10^{-13}$
R114	22	$1,5.10^{-13}$

ряда жидких холодильных агентов значения удельной электрической проводимости приведены в табл. VII-7.

Химические свойства

Взаимодействие с водой и конструкционными материалами. Чистые углеводороды (например, этан, пропан) не реагируют с водой. Галогенизированные углеводороды образуют с водой галоидные кислоты. При повышенных температурах и в присутствии влаги различные металлы в разной степени влияют на термическое разложение и гидролиз фреонов. Способность металлов содействовать термическому разложению и гидролизу может быть представлена в порядке убывания следующим рядом: серебро — цинк — латунь — бронза — алюминий — конструкционная сталь — медь — нержавеющая сталь. Эта последовательность является приблизительной. Для отдельных фреонов или для особых условий применения могут быть отклонения от этого ряда.

Аммиак не взаимодействует со сталью, но вызывает коррозию медных сплавов, особенно в присутствии влаги.

Многие фреоны являются хорошими растворителями органических веществ. Поэтому для изготовления прокладок используют специальные резины, а в качестве склеивающих, вяжущих веществ и изоляционных лаков применяют поливинилацетаты и полиамиды.

Термическое разложение. Из холодильных агентов наиболее термически стабильный — углекислота: она разлагается при температуре выше 1500° С.

Аммиак начинает разлагаться при температурах выше 350° С. Чистые углеводороды с двойными связями (например, этилен) склонны к полимеризации в присутствии катализаторов при 100° С. Предельные чистые углеводороды более стабильны. Так, температура разложения изобутана составляет 260° С.

Степень термической стабильности фреонов различна. Разложение этих холодильных агентов сопровождается образованием хлористого или фтористого водорода и фосгена. При рабочих температурах в компрессорах холодильных машин (150 ÷ 170° С) начинается частичное разложение основных холодильных агентов — R12, R22, R502, R13 (следы), в других холодильных агентах (например, R11, R21) разложение более интенсивно и начинается при более низких температурах. Наименее устойчивы бромированные холодильные агенты.

Разложение холодильных агентов интен-

сивнее происходит в присутствии металлов. Температура начала разложения холодильных агентов в присутствии масел снижается, а интенсивность разложения возрастает. В присутствии минеральных масел термическая стабильность холодильных агентов хуже, чем в смеси с синтетическими маслами, используемыми в холодильных машинах. Разложение холодильных агентов оказывает влияние на продолжительность использования масел без замены и на надежность компрессоров.

Токсичность

Наиболее известная классификация, приведенная в советских и зарубежных энциклопедических изданиях по холодильной технике [33, 43], предусматривает деление всех холодильных агентов на шесть классов — от чрезвычайно токсичных до практически нетоксичных — в зависимости от величины среднесмертельной концентрации для определенного вида подопытных животных. По этой классификации большинство фреонов попадают в два класса, так что сравнительная их оценка по токсичности оказывается невозможной.

В 1976 г. были установлены и утверждены Главным санитарным врачом СССР предельно допустимые концентрации (ПДК) для R11, R12, R22, R12B1, R13B1, R114, R143 и др. ПДК по сравнению со среднесмертельной концентрацией и другими критериями более полно представляют токсические свойства. Однако одного понятия ПДК недостаточно для оценки реальной опасности работы с холодильным агентом в производственных условиях. Так, для R11 и R12B1 одинаковая (равная 1000 мг/м^3) ПДК не означает, что токсическая опасность их одинакова. В случае разгерметизации аппаратуры с R12B1, имеющим давление насыщенного пара при 20° С около 230 кПа и плотность 17 кг/м^3, этот холодильный агент попадает в воздух рабочей зоны быстрее и в большем количестве, чем R11 с давлением насыщенного пара, равным при той же температуре 90 кПа, и плотностью 5,2 кг/м^3. Для оценки реальной опасности отравления в условиях применения того или иного вещества введено понятие токсической опасности, которая характеризуется коэффициентом возможного ингаляционного отравления (КВИО). Этот коэффициент определяется отношением максимально допустимой концентрации пара при 20° С к среднесмертельной для мышей при экспозиции 120 мин. В американской литературе используется аналогичный «индекс опасности» — отношение летучести при 25° С к среднесмертельной концентрации для крыс при экспозиции 4 ч.

Учитывая условность и ограниченность среднесмертельной концентрации как параметра токсического воздействия на человека, целесообразно характеризовать реальную опасность холодильного агента в производственных условиях коэффициентом токсической опасности $К_{т.о}$. Этот коэффициент представляет собой безразмерную величину, определяемую отношением плотности ρ''_{20} к ПДК, установленной для воздуха рабочей зоны:

$$К_{т.о} = \frac{\rho'_{20}}{ПДК}.$$

Коэффициент токсической опасности показывает, во сколько раз может быть превышена ПДК при аварийной ситуации в реальных производственных условиях. Чем больше $К_{т.о}$, тем более строгими должны быть меры предосторожности при работе с холодильным агентом.

Таблица VII-8

Токсичность холодильных агентов

Холодильный агент	ПДК, мг/м^3	$К_{т.о} \cdot 10^{-3}$	Холодильный агент	ПДК, мг/м^3	$К_{т.о} \cdot 10^{-3}$
R11	1000	5	R142	3000	4
R12	300	9	R143	3000	90
R12B1	1000	20	R152	3000	1
R21	200	30	RC318	3000	7
R22	3000	10	R500	3000	9
R113	3000	1	R502	3000	20
R114	3000	4	R717	20	300
R115	3000	20			

В табл. VII-8 для ряда холодильных агентов приведены установленные и утвержденные ПДК, а также вычисленные значения $K_{т\cdot о}$. Оценку величины $K_{т\cdot о}$ можно производить по формуле

$$K_{т.о} = 400 \frac{p_{20} \cdot \mu}{ПДК},$$

где p_{20} — давление насыщения при 20° С, выраженное в кПа;

ПДК — предельная допустимая концентрация, выраженная в мг/м³.

ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ

Основные положения при выборе холодильных агентов. К физическим и термодинамическим свойствам холодильных агентов предъявляют общие требования, относящиеся ко всем холодильным агентам, и специальные, зависящие от типа холодильной машины и других обстоятельств. Универсальных холодильных агентов, в одинаковой степени удовлетворяющих многочисленным и противоречивым требованиям, не существует. Предпочтение следует отдавать тому холодильному агенту, который для заданных условий работы удовлетворяет большинству требований или наиболее важным из них [3, 8, 13, 19, 26, 31, 49].

При выборе холодильного агента в большинстве случаев можно пользоваться следующими рекомендациями в отношении комплексов, характеризующих конструктивно-эксплуатационные свойства (min — следует стремиться к меньшему значению, max — к большему):

$$\min - t_s^*,\ p_к,\ \Delta p,\ \pi,\ \overline{l}_{ад},\ \frac{l_{ад}}{v_{вс}},\ \frac{1}{v_{вс}},\ \overline{k}_v,\ \overline{k}_т,\ \frac{c'_x}{r_0},\ \frac{l_{ад}}{c_p},\ \eta_д^*$$

$$\max - p_0,\ q_v^{''},\ q_v\ \frac{c_p^*}{v_{вс}},\ \frac{c_p}{r_0},\ K_1^*,\ \eta_т^*.$$

* с учетом действительных рабочих процессов и технико-экономического анализа.

Кроме того к холодильному агенту предъявляют требования термической стабильности, стабильности в смеси с маслом, взрывобезопасности, негорючести, нетоксичности, низкой стоимости [40, 43].

В табл. VII-9 приведены рекомендуемые диапазоны применения основных (наиболее распространенных) холодильных агентов и азеотропных смесей, исходя из допустимой разности давлений $\Delta p = p_к - p_0 = 1{,}7 \div 2{,}1$ МПа с учетом целесообразных значений степени повышения давления π и действительных температурных характеристик компрессоров (теплонапряженности) и пр.

Холодильные агенты низкого давления. Холодильные агенты низкого давления (R113, R114, R11, RC318, R142, R21, R12B1) рекомендуется применять только в холодильных машинах для кондиционирования, прежде всего с высокими температурами конденсации и окружающего воздуха, в крановых кондиционерах и тепловых насосах [24, 26, 36]. В холодильных машинах с центробежными компрессорами небольшой производительности в одно- и двухступенчатых циклах используют R113, R11.

Холодильные агенты среднего давления. Являются наиболее распространенными и универсальными холодильными агентами. Применяются в широком диапазоне температур кипения: от +10 до —80° С в одно- и двухступенчатых (реже в каскадных) машинах.

Холодильный агент R12 применяют в одноступенчатых холодильных машинах с температурами конденсации не более 75° С при температурах кипения не ниже —30° С. Широко используется в домашних холодильниках, кондиционерах, тепловых насосах, водоохлаждающих холодильных машинах для тропических условий. Так же, как и холодильные агенты низкого давления, R12 может быть применен в верхней ступени каскадных низкотемпературных холодильных машин при повышенных температурах конденсации (в нижней ступени — R22, R502, R13B1). Используется во всех типах компрессоров, является наиболее распространенным холодильным агентом в центробежных компрессорах.

Холодильный агент R22 — основной, наиболее универсальный холодильный агент для машин с поршневыми и винтовыми компрессорами. Используется в одно- и двухступенчатых холодильных машинах в широком диапазоне температур кипения: от +10 до —70° С, при температурах конденсации не выше 50° С. В одноступенчатых машинах целесообразно применять до темпе-

Таблица VII-9

Рекомендуемые диапазоны применения основных холодильных агентов

Холодильная машина	$t^*_к$, °C max	$t^*_о$, °C min	Компрессоры: поршневые	винтовые	центробежные (без учета числа ступеней)
Одноступенчатая	35	—25 —35 —55	R717 R13B1	R717	
	40	+5 —15 —30 —40	R717 R22	R717 R22	R12, R22
	50	—10 —20 —30 —45	R717 R22 R502	R717 R22 R502	
	75	+5	R12		
	Выше 75	+5	R114, RC318 R12B1, R142		R12, R113, R11, R114
Двухступенчатая	50	—40 —60 —70	R717 R22	R717 R22	R717, R22, R290 R12, R22
Каскадная (нижняя ступень)**	—10	—80	R13B1	R13B1	
	—30	—90 —100 —110	R13 R503	R13 R503	R13, R503, R170 R1150 (этилен)
	—75	Ниже —110	R14	R14	R14

* с учетом теплонапряженности компрессора, допустимых значений $\pi = p_к/p_0$ и $\Delta p = p_к - p_0$.
** в верхней ступени применяется один из вариантов одно- или двухступенчатой холодильной машины.

ратур кипения —35° С, в двухступенчатых — до —70° С. Используется в бытовых и промышленных холодильных машинах с сальниковыми, бессальниковыми и герметичными компрессорами. Широко распространен в бытовых кондиционерах, в низкотемпературных холодильных установках, в промышленных холодильниках, в рыбопромысловом и рефрижераторном флоте. Применяется в центробежных компрессорах при большой холодопроизводительности. Для улучшения растворимости и циркуляции масла вместо R22 используют смесь R22 и R12, в том числе и азеотропную смесь R501 [40].

Холодильный агент R502. Применяется главным образом в низкотемпературных одноступенчатых холодильных машинах при температурах конденсации до 50° С и температурах кипения до —50° С [8, 12, 48]. Использование R502 наиболее эффективно в машинах с бессальниковыми и герметичными компрессорами. Благодаря выгодному сочетанию термодинамических свойств [31] использование R502 существенно повышает эффективность низкотемпературных машин. По сравнению с холодильными машинами, работающими на R22, у машин, работающих на R502, выше холодопроизводительность, ниже удельный расход электроэнергии и теплонапряженность компрессора [8, 10, 12]. Широко распространен в низкотемпературных агрегатах, используемых в торговом оборудовании, в верхних ветвях низкотемпературных каскадных холодильных машин. В крупных промышленных установках из-за повышенной стоимости используется реже, чем R22.

Холодильный агент R13B1. Имеет ярко выраженные свойства рабочего вещества для одноступенчатых низкотемпературных холодильных машин. Благодаря низким отношениям давлений π и высокой удельной объемной холодопроизводительности применение R13B1 особенно целесообразно в одноступенчатых низкотемпературных холодильных машинах до температур кипения —60° С [10, 13, 26]. В двухступенчатых и каскадных холодильных машинах может применяться до $t_0 = -80°$ С. Используется при температурах конденсации не выше 35° С, при более высоких температурах конденсации можно применять каскадную схему с холодильным агентом низкого давления (или R12) в верхней ветви. При этом холодопроизводительность в 1,8 раза и $\varepsilon_э$ на 20—25% выше, чем при работе на R22. Одноступенчатые холодильные машины, работающие на R13B1, по своим показателям успешно конкурируют с двухступенчатыми машинами, работающими на R22, но значительно проще их в изготовлении и эксплуатации. Холодильный агент R13B1 является одним из наиболее перспективных, но пока находит ограниченное применение из-за высокой стоимости.

Аммиак (R 717.) Применяется в холодильных машинах только в компрессорах с открытым приводом при температурах конденсации не выше 55° С. В одноступенчатых холодильных машинах используется до температур кипения —30° С, в двухступенчатых — до — 60° С. Из-за высоких значений показателя адиабаты и π, токсичности и повышенных требований по технике безопасности применение аммиака ограничивается, и вместо него используют R12, R22, R502, R13B1. Аммиак широко используют в многоступенчатых центробежных компрессорах большой производительности до температур кипения —40° С.

Пропан (R 290). Используется главным образом в центробежных компрессорах на предприятиях, располагающих в технологическом производственном цикле большими количествами этого вещества (например, в нефтеперерабатывающей и газовой промышленности). Применяется при температурах кипения от —10° С, но не ниже —40° С из-за возможности образования в системе взрывоопасной смеси при подсосе воздуха.

Азеотропные смеси[1] R500, R501, R504 (см. табл. VII-1). Применяются сравнительно редко. В бытовых кондиционерах с повышенными температурами конденсации (тропические условия), а также в тепловых насосах используется R500 [40].

В ряде случаев R501 используют вместо R22 для снижения теплонапряженности компрессора или улучшения условий циркуляции масла в системе. Холодопроизводительность машины, работающей на R501, ниже, чем при работе на R22.

Холодильные агенты высокого давления. Применяются из-за высоких давлений конденсации только в нижних ветвях каскадных низкотемпературных машин.

Холодильный агент R 13. Основной холодильный агент в низкотемпературных холодильных машинах для получения температур кипения не ниже —95° С. Используется как в крупных промышленных холодильных установках, так и в автономных термокамерах различного назначения. Применяется в холодильных машинах с саль-

[1] Азеотропная смесь — нераздельно кипящая однородная (гомогенная) смесь, перегоняющаяся без разделения на фракции (компоненты) и без изменения температуры кипения.

никовыми, бессальниковыми и герметичными компрессорами. Наряду с традиционным использованием R13 в поршневых компрессорах, перспективным является применение в нижней ступени каскадных холодильных машин с винтовыми компрессорами. В холодильных машинах с центробежными компрессорами R13 применяется до —110° C.

Холодильный агент R503. Использование R503 вместо R13 позволяет расширить диапазон работы каскадной машины с поршневыми компрессорами до —100° C. При этом существенно увеличивается холодопроизводительность и снижается расход электроэнергии [41].

Холодильный агент R14. Применяется для получения температур более низких, чем при использовании R13 и R503; в поршневых компрессорах до—120°C, в центробежных до —150° C.

Этан, этилен, пропилен и другие углеводороды. Используются в каскадных низкотемпературных машинах с центробежными компрессорами, в основном в химических и нефтехимических производствах. Наиболее низкие температуры кипения достигаются при использовании этилена. В холодильных установках на химических предприятиях эти холодильные агенты используются также в крупных оппозитных поршневых компрессорах.

Для центробежных и оппозитных компрессоров, находящихся в эксплуатации на химических предприятиях, может оказаться целесообразным использование бинарных азеотропных смесей различных углеводородов с аммиаком до температур кипения —50° C [1] и метиламинами для получения умеренных температур [2]. Преимущество этих смесей состоит в возможности снижения давления конденсации и повышения холодопроизводительности.

Неазеотропные смеси. В компрессионных холодильных машинах наряду с чистыми холодильными агентами и азеотропными смесями используют неазеотропные смеси, которые характеризуются различием равновесных концентраций компонентов в жидкой и газовой фазах. Эти смеси, в отличие от азеотропных, не перегоняются без разделения на компоненты. Кипение и конденсация неазеотропных смесей происходят при переменных температурах.

В принципе, имеется возможность, варьируя в широких пределах состав неазеотропных смесей, получать такие свойства рабочего тела, которые могут обеспечить наибольшую (в конкретных условиях) эффективность холодильной машины [5—7,15,16,34,36,38,46]. При использовании неазеотропных смесей преследуют цель увеличения холодопроизводительности, снижения температуры конца сжатия и обмоток встроенного электродвигателя компрессора, улучшения условий циркуляции масла в системе, расширения диапазона применения по температурам кипения и конденсации, обеспечения желаемого сочетания холодопроизводительности с уровнями давлений, устранения вакуумных режимов и т. п. [34, 46, 47]. При этом энергетическая эффективность может быть обеспечена главным образом за счет высокой степени регенерации теплоты в цикле и за счет повышения КПД компрессора, благодаря снижению π. В некоторых случаях использование неазеотропных смесей позволяет снизить влияние конечной разности температур в процессах теплообмена на эффективность термодинамического цикла путем осуществления циклов с переменными температурами кипения и конденсации.

Для расчета свойств многокомпонентных неазеотропных смесей используют различные приближенные методики [4, 25, 33].

Влияние свойств неазеотропных смесей на характеристики и показатели холодильных машин в основном имеет такой же характер, как и влияние свойств чистых холодильных агентов (см. выше); кроме того на характеристики холодильных машин влияют специфические свойства неазеотропных смесей, такие как неизотермичность процессов кипения и конденсации.

По использованию неазеотропных смесей в холодильных машинах известны следующие рекомендации.

Повышение холодопроизводительности и снижение удельных энергозатрат при использовании бинарной смеси происходит при концентрации высококипящего компонента до 10—20% [47].

Реализация преимуществ в наибольшей степени достигается при использовании теплообменных аппаратов, обеспечивающих противоток сред, причем величины теплообменных поверхностей должны быть рассчитаны с учетом снижения коэффициентов теплопередачи и уменьшенной разности температур. Тип теплообменного аппарата должен быть таким, чтобы обеспечивались равновесные процессы конденсации и кипения, при этом кожухотрубные аппараты отвечают поставленному требованию в меньшей степени, чем змеевиковые.

Необходимо учитывать фактор различной взаимной растворимости масел с компонентами смеси, что может повлиять на работу компрессора.

Особое внимание следует обращать на герметичность системы, поскольку наличие неплотностей может привести к трудновос-

становимому изменению состава смеси и нарушению режима работы машины.

Из большого количества неазеотропных смесей, состоящих в основном из чистых холодильных агентов, перспективными для практического использования можно считать [28] следующие: для высокотемпературных холодильных машин — R12/R114 [43—47]; R22/R114 [45—47]; R143/R142 [5, 33—35]; R12/R11 [5, 42] (применение последней смеси ограничено из-за низкой термической стабильности R11); для среднетемпературных холодильных машин — R22/R114 [40]; R143/R12 [35]; R13B1/R12 [22]; R12/R142 [5, 18]; (R22/R12/R142/CO_2); для низкотемпературных холодильных машин — R13/R12 [33—35]; R13B1/R12; R13B1/R22; (R13/R22/R12/азот) [6, 23].

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A, *a*, *B*, *C* — коэффициенты;
B — коэффициент в формуле гидравлического сопротивления, кмоль/кг;
a — скорость звука, м/с;
c — средняя теплоемкость в интервале температур, кДж/(кгК);
D — диаметр цилиндра, колеса, м;
d — диаметр трубопровода, м;
G — массовый поток, кг/с;
g — ускорение свободного падения, м/с^2;
i — удельная энтальпия, кДж/кг;
K — коэффициент;
K — критерий, определитель, комплекс;
k — показатель адиабаты;
$\bar{k}$ — показатель адиабаты конечных параметров (с индексом *v* — объемный, с индексом *T* — температурный);
l — удельная работа, кДж/кг;
$\bar{l}$ — безразмерная работа;
M — число Маха;
m — комплекс;
n — частота вращения, 1/с;
p — давление, Па;
Q — тепловой поток, кВт;
q — удельная холодопроизводительность, кДж/кг (с индексом *v* — удельная объемная холодопроизводительность, кДж/м^3);
R — газовая постоянная, кДж/(кг К);
r — скрытая удельная теплота фазового перехода, кДж/кг;
s — удельная энтропия, кДж/(кг К);
T — абсолютная температура, К;
t — температура, °С;
u — окружная скорость, м/с;
V — объем, описанный поршнями компрессора, м^3/с;
v — удельный объем, м^3/кг;
w — скорость потока, м/с;
z — число элементов, ступеней;
z — коэффициент сжимаемости;
α — доля холодильного агента, циркулирующего в ступени высокого давления, кг/кг;
ε — холодильный коэффициент;
ζ — коэффициент местного сопротивления;
η — коэффициенты полезного действия, энергетические показатели циклов;
Θ — разность температур, °С;
λ — коэффициент подачи компрессора;
μ — молекулярная масса, кг/кмоль;
ξ — коэффициент гидравлического сопротивления;
ψ — коэффициент напора центробежного компрессора;
π — отношение давлений, степень повышения давления;
ρ — плотность, кг/м^3;
τ — температурный коэффициент.

Индексы

0 — кипение;
1, 2, ... — порядковый номер критерия, определителя (комплекса);
1 — начало процесса;
2 — конец процесса;
20 — при 20° С;
II — относящийся ко второй ступени (высокого давления);
а — холодильный агент;
ад — адиабатный процесс;
вс — всасывание;
вх — входной;
д — дросселирование;
ж — жидкость;
к — конденсация;
км — компрессор;
кр — критический;
н — нагнетание;
о. с — окружающая среда;
охл — охлаждение;
п — пар, перегрев;
пр — промежуточный;
р — в цикле с регенерацией;
р — растворимость;
р. т — регенеративный теплообменник;
ст — ступень;
т — теоретический;
т. о — токсическая опасность;
э — электродвигатель;
c — цикл Карно;
D — относящийся к диаметру;
e — эффективный;
i — индикаторный;
max — максимальный;

min — минимальный;
n — относящийся к частоте вращения;
p — при постоянном давлении;
Q — относящийся к холодопроизводительности;
s — кипение при нормальном давлении;
T — температурный;
u — относящийся к окружной скорости;
V — относящийся к объемной производительности;
v — объемный;
x — при постоянном паросодержании по пограничным кривым;
$'$, $''$ — жидкость и пар в состоянии насыщения;
* — для известного холодильного агента

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. А. с. 251725, кл. 12а, 7 (СССР). — Б. И., 1970, № 35.

2. А. с. 272267, кл. 2а, 7 (СССР). — Б. И., 1970, № 19.

3. Бадылькес И. С. Свойства холодильных агентов. — М.: Пищевая промышленность, 1974. — 174 с.

4. Берова Н. Е., Невинский В. В., Розенблюм В. И. Расчет основных термодинамических свойств многокомпонентных смесей по параметрам чистых веществ на линии насыщения. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1978, № 10, с. 21—24.

5. Бондарев В. Н. Исследование теплового насоса, работающего на смесях фреонов. — Холодильная техника, 1971, № 11, с. 12—15.

6. Боярский М. Ю., Лапшин В. А. Определение холодопроизводительности регенеративных установок, работающих на смесях, при переменной температуре. — Холодильная техника, 1979, № 10, с. 23—26.

7. Быков А. В., Калнинь И. М. Об эффективности термодинамических циклов на неазеотропных смесях холодильных агентов. — Холодильная техника, 1980, № 12, с. 11—20.

8. Быков А. В. Новые рабочие вещества низкотемпературных холодильных машин. — Холодильная техника, 1969, № 3, с. 6—10.

9. Быков А. В. Температурный коэффициент низкотемпературных компрессоров. — Холодильная техника, 1971, № 5, с. 6—10.

10. Быков А. В. Энергетическая эффективность низкотемпературных холодильных компрессоров. — Холодильная техника, 1974, № 7, с. 12—15.

11. Быков А. В., Калнинь И. М. О зависимости параметров холодильных машин от свойств применяемых рабочих веществ. — Труды ВНИИхолодмаша, 1974, вып. 5, с. 3—22.

12. Быков А. В., Сапронов В. И. Исследование характеристик бессальникового компрессора при работе на фреоне-502. — Холодильная техника, 1971, № 6, с. 8—12.

13. Быков А. В., Сапронов В. И. Исследование характеристик бессальникового компрессора при работе на фреоне-13В1. — Холодильная техника, 1971, № 11, с. 9—13.

14. Важнейшие работы в области холодильной техники и технологии. Сборник трудов ВНИХИ. 1970. — 50 с.

15. Гальперин Н. И., Лавочник А. И. Использование бинарных многокомпонентных смесей в процессах умеренного охлаждения. — Химическая промышленность, 1966, № 10, с. 23—26.

16. Герасимов Е. Д., Кошкин Н. А. Энергетическая эффективность применения неазеотропных рабочих тел для компрессионных холодильных машин. — Холодильные машины и аппараты. — Л.: ЛТИХП, 1975, вып. I, с. 50—53.

17. Данилова Г. Н. Влияние давления и температуры насыщения на теплообмен при кипении фреонов. — Холодильная техника, 1965, № 2, с. 36—42.

18. Дмитриев В. И., Берсудский С. Ю. Выбор схемы холодильного агрегата для двухтемпературного бытового холодильника. — Холодильная техника, 1979, № 10, с. 18—23.

19. Исследование и обобщение термодинамических свойств рабочих веществ. — Сборник трудов ВНИХИ, 1976. — 63 с.

20. Калнинь И. М. Характеристики холодильных центробежных компрессоров. — Труды ВНИИхолодмаша, 1969, вып. I, с. 45—131.

21. Козорез А. И., Еременко Д. Н., Панасюк И. В. Влияние свойств холодильного агента на конструктивные характеристики центробежного компрессора. — В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1976, вып. 22, с. 66—69.

22. Кузнецов А. П., Васютинский Ю. А. Экспериментальное исследование двухступенчатой компрессорной машины на смесях фреона-12 и фреона-13В1. — Холодильная техника, 1973, № 11, с. 34—37.

23. Мусаев А. А., Бродянский В. М., Боярский М. Ю. Экспериментальное исследование низкотемпературной холодильной установки, работающей на смеси хладагентов. — Холодильная техника, 1978, № 12, с. 27—29.

24. Перельштейн И. И., Але-

шин Ю. П. Термодинамические свойства фреона-12В1. — Холодильная техника, 1973, № 1, с. 30—33.

25. Перельштейн И. И., Парушин Е. Б. Методические рекомендации по расчету и обработке данных о теплофизических свойствах веществ. — М.: ВНИХИ, 1978, — 61 с.

26. Перельштейн И. И., Алешин Ю. П. Применение бромированных фреонов 12В1 и 13В1 в холодильной технике. — М.: ВНИХИ, 1976. — 60 с.

27. Сапронов В. И. Охлаждение электродвигателей низкотемпературного бессальникового компрессора. — Труды ВНИИхолодмаша, 1972, вып. 3, с. 14—36.

28. Сапронов В. И. О выборе компонентов для азеотропных смесей холодильных агентов. — В кн.: Холодильное оборудование для распределительных и производственных холодильников. — М.: ВНИИхолодмаш, 1975, с. 3—19.

29. Томановская Т. Ф., Колотова Б. Е. Фреоны. — Л.: Химия, 1970. — 182 с.

30. Термодинамические свойства важнейших рабочих веществ холодильных машин. — М.: ВНИХИ, 1976. — 50 с.

31. Хладагенты и аппараты. — М.: ВНИХИ, 1970. — 50 с.

32. Холодильные машины /Под ред. Н. Н. Кошкина. — М.: Пищевая промышленность, 1973. — 512 с.

33. Энциклопедический справочник. Холодильная техника. Т. I. Техника производства искусственного холода. — М.: Госторгиздат, 1960. — 540 с.

34. Чайковский В. Ф., Кузнецов А. П., Волобуев И. В. Свойства и применение смесей агентов в компрессионных холодильных машинах. — В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1972, вып. 15, с. 56—61.

35. Чайковский В. Ф., Кузнецов А. П., Майсоценко В. С. Применение новых рабочих веществ для расширения температурных границ использования современных холодильных машин. — В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1968, вып. 8, 65 с.

36. Чайковский В. Ф., Майсоценко В. С., Граник Ч. Б. Термодинамическое исследование реального цикла биагентной холодильной машины. — Холодильная техника, 1969, № 4, с. 21—23.

37. Чистяков Ф. М. Холодильные турбоагрегаты. — М.: Машиностроение, 1967. — 288 с.

38. Arora C. P. Power saving in refrigeration machines using mixed refrigerants. «Proc, XII th Inst. Cond. of Refrigeration», Madrid, Ang. 1967, VII, pp. 397—402.

39. Dvořák Z. Chladici technica III — výpočtove podklady. Česke vysoké učeni techniké v Prage. 1974, s. 143.

Tepelne vlastnosti chladiva NH_3, R11, R12, R13, R22, R21, R502. Cht. 7—12 čvts, Praha, 1974.

40. Guide and Data Book. ASHRAE, N. Y. Sec. Printing, 1971, 688 p.

41. Lippold H. Thermodinamische Eigenschaften der Kältemittel R503. — Luft — und Kältetechnik, 1973, N°3, s. 115—117.

42. Lorenz A. Untersuchungen zum Einsatz des nichtazeotropen Zweistoffkältemittels R12/R11 in Kompression — Kältemaschinen. — Luft — und Kältetechnik, 1975, N°1, s. 33—37.

43. Plank R. «Handbuch der Kältetechnik, Bd IV, Springer — Verlag, Berlin, 1956, 190 s.

44. Rombush U. Ein Mollier i—lgp Diagramm fur Thrifluormonobrommethan, (R13B1). — Kältetechnik, 1964, N°3, s. 69—76.

45. Saluja S. N. Heat transfer and pressure drop characteristics of binary refrigerant mixtures. — Refrigeration and Air Conditioning, 1978, N°2, pp. 32—35.

46. Saluja S. N. Operating characteristics of a mixed refrigerant vapour compression system. — Refrigerating and Conditioning, 1978, N°3, pp. 80—86, 113.

47. Saluja S. N. Problems in the use of mixed refrigerants in vapour compression machines. — Refrigeration and Air Conditioning, 1978, N°4, pp. 105—108.

48. Scholten N. Frigen 502. — Kälte— Klima-Praktiker. 1970, N°4, s. 99—103.

49. Soumerai H. Evolution of Refrigeran 502 in integral horse—power commerail refrigeration compressors. — ASHRAE Journal, 1964, N°1, pp. 31—43.

ГЛАВА VIII
МАСЛА ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ И МАШИН

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Масла, применяемые в холодильных машинах, разделяют на две основные группы: минеральные и синтетические.

Наиболее распространены минеральные масла нефтяного происхождения, которые в зависимости от фракционного состава делятся на нафтеновые, парафиновые, нафтено-парафиновые [10, 16, 21].

Нафтеновые масла, состоящие преимущественно из нафтенов, характеризуются наиболее низкими для минеральных масел температурами застывания; парафиновые отличаются наиболее пологими вязкостно-температурными зависимостями; присутствие ароматических углеводородов в маслах улучшает их противоизносные качества [5, 21].

К синтетическим маслам относятся углеводородные синтезированные масла и синтетические жидкости различных классов: кремний-органические, полиэфиры, полигликоли и др.

Синтетические масла по сравнению с минеральными, как правило, имеют лучшие смазывающие качества, более высокую термическую стабильность и стабильность в смеси с холодильными агентами, более пологие вязкостно-температурные характеристики, более низкие температуры застывания, меньшую агрессивность к материалам.

Основным недостатком синтетических масел является относительно высокая по сравнению с минеральными маслами стоимость.

Для улучшения отдельных эксплуатационных качеств или придания новых свойств в масло вводят присадки. Присадки подразделяются на вязкостные, антиокислительные, антикоррозионные, антипенные, понижающие температуру застывания, улучшающие противоизносные качества, а также многофункциональные. Кроме того, в практике находят применение смеси минеральных и синтетических масел.

ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА

Характеристики отечественных и зарубежных масел, используемых в холодильной технике, приведены в табл. VIII-I.

Вязкость. Величина работы и теплоты трения, износы, качество уплотнения зазоров зависят от вязкости применяемого масла.

В отечественных стандартах нормируется кинематическая вязкость холодильных масел при 50° С. В соответствии с международным стандартом МС3848—75 предложено характеризовать масла по кинематической вязкости также при 40° С.

Масло характеризуется также вязкостно-температурным коэффициентом, определяющим изменение вязкости при изменении температуры на 1° С.

Вязкостно-температурные зависимости масел, определенные экспериментально, приведены на рис. VIII-1.

Индекс вязкости. Зависимость $\nu = f(t)$ характеризуется индексом вязкости ИВ, который является относительной величиной и определяется по формуле

$$ИВ = \frac{L - \nu}{L - H} \cdot 100,$$

где L — вязкость стандартного масла с $ИВ = 0$ при 37,8° С;

H — вязкость стандартного масла с $ИВ = 100$ при 37,8° С;

ν — вязкость исследуемого масла при 37,8° С.

Индекс вязкости вычисляют по вязкости данного масла при 37,8° С и 98,9° С и вязкости стандартных масел.

Индексы вязкости синтетических масел (обычно равные 120—200) значительно выше, чем минеральных, для которых они обычно не превышают 70—80. Минеральные масла на нафтеновой основе имеют низкие индексы вязкости. Минеральные масла с высоким индексом вязкости должны создаваться на парафиновой основе или загущаться специальными наполнителями. Так, масло ХФ 22-24 с индексом вязкости, равным 120, состоит из маловязкой основы и 6% загустителя — винипола.

Для нормальной смазки современных быстроходных компрессоров необходимы масла с вязкостью при 100° С не ниже 6—7 мм²/с, а для напряженных условий работы около 8—10 мм²/с (см. табл. VIII-1). Для компрессоров, работающих в малонапряженных ус-

Таблица VIII-1

Физико-химические характеристики масел

Показатели	ХФ 12-16	ХФ 22-24	ХА 30	ХМ 35*	ХМ 50**	ХС 25*	ХС 40	ХС 50*	ХСН 40*	ХФ 22с-16	ПФГОС-4	ФМ-5,6АП	ПМТС-5	Shell Clavus 33	Shell Clavus 37
Фирма, страна	СССР													«Shell» (ФРГ)	
Тип масла	М	МЗ	М	М	М	СУ	СУ	СУ	СУ	С	С	С	С	М	М
Вязкость, 10^{-6} м²/с															
при 50°С	18	25	28	34	50	27	42	55	41	16	42	13	35	38	47
при 100°С	4,6	7	6,4	6,5	8,0	6,5	10	12	8,2	5,3	11,5	5	15	7	7,5
Температура застывания, °С	—40	—55	—38	—35	—25	—50	—48	—48	—50	—58	—70	—110	—128	—34	—29
Температура текучести, °С	—38	—52	—35	—32	—22	—44	—42	—44	—38	—54	—65	Ниже —90	Ниже —100	—26	—22
Температура помутнения, °С	—30	—55	—	—40	—25	—	—	—	—	—	—	—	—	—44	—
Температура вспышки, °С	160	125	185	180	170	225	240	200	225	225	>210	247	>210	180	190
Плотность ρ_{20}, г/см³	0,874	0,883	0,879	0,91	0,92	0,845	0,845	0,850	0,885	0,994	1,05	0,97	1,02	0,9	0,902
Кислотное число, мг КОН	0,03	0,05	0,07	0,03	0,03	0,013	0,011	0,05	0,018	0,35	Нейтральная среда			0,03	0,05
Содержание свободной серы, %	0,15	0,15	0,3	0,15	0,15	Отсутствует								—	—
Содержание смолы, %	0,22	1,06	0,54	0,7	0,7	0,04	0,05	0,06	0,8	Отсутствует				—	—
Пробивное напряжение, кВ	—	—	50	—	—	45	45	50	45	—	—	—	—	—	—
Анилиновая точка, °С	105	81	—	75	85	120	120	125	—	—	—	—	—	90	80
Цвет, марок NPA	2	$2\frac{1}{2}$	4	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	1	1	$1\frac{1}{2}$	2	$4\frac{1}{2}$	Белое			$1\frac{1}{2}$	2,0
Коэффициент рефракции, n_D^{20}	—	—	1,51	1,50	1,51	1,468	1,470	1,475	1,506	—	—	—	—	1,49	—
Поверхностное натяжение при 50°С, 10^{-3} Н/м	23	24	25	30	30	25	30	30	28	25	25	16	25	—	—
Противоизносные качества	*2	*2	*3	*3	*3	*4	*4	*4	*3	*3	*4	*1	*3	*2	*3
Стабильность с холодильным агентом	*3	*1	*2	*3	*3	*4	*4	*4	*3	*3	*4	*4	*4	*3	*3

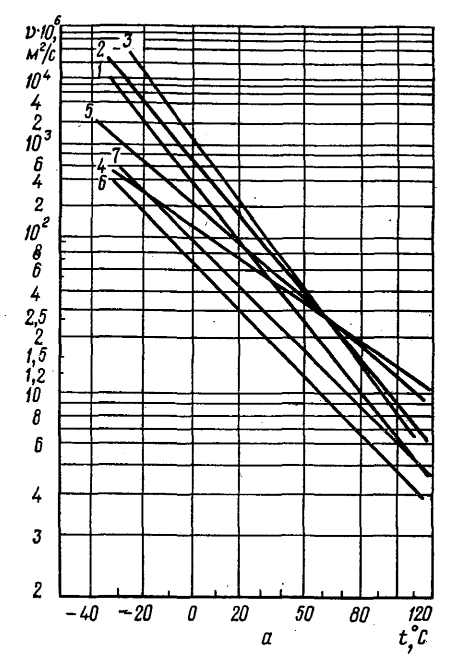
Обозначения к табл. VIII-1

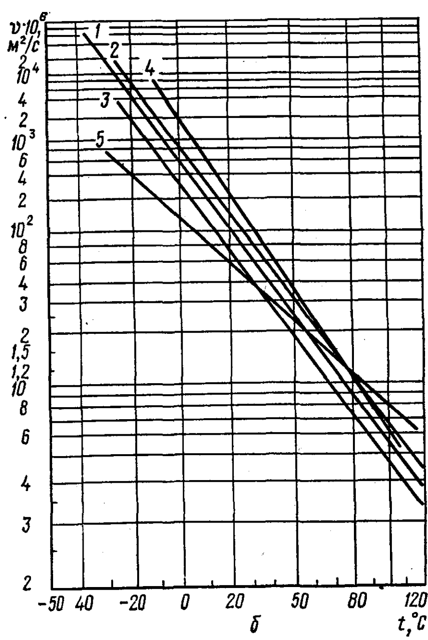
1. Тип масла: М — минеральное (нефтяное); С — синтетическое; СУ — синтетическое углеводородное; МС — смесь минерального и синтетического; МЗ — минеральное загущенное.

2. Противоизносные качества и стабильность с холодильным агентом тем выше, чем больше цифра при звездочке

* — перспективное масло

Показатели	Shell Clavus 929	Shell Oil 22-12	KMH (Fuchs)	KES (Fuchs)	Fluisil S55K	Zerise R44 (Essa)	Mobil Arctic 300	Suniso 3GS	Suniso 4GS	Suniso 5GS	Capella C	Capella D	Zephron 150	D6B3B	51KM33	XK27
Фирма, страна	«Shell» (ФРГ)		«Fuchs» (ФРГ)		«Bayer» (ФРГ)	«Gulf» (США)	«Mobil» (США)	«Sun Oil» (США)			«Texaco» (США)		«Dupon» (США)	ДЕ (США)	ГДР	
Тип масла	М	М	СУ	СУ	С	М	М	М	М	М	М	М	МС	М	М	СУ
Вязкость, 10^{-6} м²/с																
при 50°С	29	25	23	57	27,6	32	35	21	30	53,7	21	32	21	30	35	28
при 100°С	6	6,5	4,7	13	11	6,5	6,6	6	7,8	8,1			4,2	6	7,5	6
Температура застывания, °С	—44	—40	—40	—30	—85	—35	—34	—32	—32	—34	—40	—34	—	—40	—55	—
Температура текучести, °С	—40	—43	—30	—17	—78	—32	—32	—30	—28	—30	—35	—30	—45	—32	—	—32
Температура помутнения, °С	—	—	—50	—40	—	—	—	—55	—48	—45	—	—	—76	—32		—50
Температура вспышки, °С	204	185	182	—	>150	—	197	172	181	196	170	180	177	177	160	180
Плотность ρ_{20}, г/см³	0,892	0,873	0,888	0,918	1,01	0,878	0,91	0,915	0,921	0,928	0,9	0,91	0,872	0,88	0,845	0,903
Кислотное число, мг КОН	0,017	0,038	Нейтральная среда	—	Нейтральная среда	—	0,011	0,02	0,028	0,006	0,03	0,03	0,01	Нейтральная среда	0,04	0,06
Содержание свободной серы, %	0,53	Отсутствует	0,06	—	Отсутствует	—	0,43	0,05	0,06	0,07	—	—	Отсутствует		—	—
Содержание смолы, %	—	0,03	—	—	»	—	1,18	0,3	0,5	0,9	—	—	—	—	0,07	0,3
Пробивное напряжение, кВ	25	—	—	—	—	70	—	45	45	45	>25	>25	>34	30	—	—
Анилиновая точка, °С	92	76	—	—	—	—	—	90	90	85	85	80	52	96	123	—
Цвет, марок NPA	$\frac{1}{2}$	1	—	—	Белое	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	1	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	<1	Белое	1	3
Коэффициент рефракции, n_D^{20}	1,5	1,48	1,493	—	—	1,51	—	—	—	1,508	—	1,50	—	1,48	1,465	1,508
Поверхностное натяжение при 50°С, 10^{-3} Н/м	—	—	28	—	—	—	25	25	—	—	25	26	—	—	26	—
Противоизносные качества	*3	*2	*4	*4	*3	*3	*3	*2	*3	*3	*2	*3	*3	*4	*3	*2
Стабильность с холодильным агентом	*3	*4	*3	*3	*3	*3	*3	*4	*3	*3	*4	*3	*4	*4	*3	*2





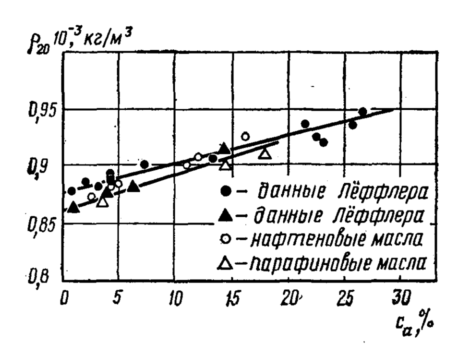


Рис. VIII-2. Зависимость между плотностью ρ_{20} минеральных масел при 20°С и содержанием ароматических углеводородов $c_А$ [10].

ловиях применяют маловязкие масла типа ХФ 12-16. Чтобы обеспечить достаточную вязкость масла при высоких рабочих температурах в компрессоре, более целесообразно применять масла с высоким ИВ.

Плотность. Плотность масел в интервале температур $-80 \div +120°$ С с точностью $\pm 0{,}15\%$ описывается уравнением

$$\rho_t = \rho_{20}\,[1 - \beta\,(t - 20)],$$

где ρ_{20} — плотность при 20° С, кг/м³.

Значения плотности приведены в табл. VIII-2. Температурный коэффициент $\beta \cdot 10^3$(1/°С) имеет следующие значения:

ХА	0,524	ХФ 22-24	0,751
ХА 30	0,699	ХФ 22с-16	0,756
ХФ 12-16	0,739	ФМ5,6АП	0,896

Плотности ряда минеральных масел показаны на рис. VIII-2.

Температура застывания и температура текучести. Масла для холодильных машин относятся к группе низкозастывающих. Температура застывания и текучести являются характеристиками подвижности масел при низких температурах (см. табл. VIII-1). Различие в этих характеристиках, показывающих, при какой температуре масло еще сохраняет подвижность, заключается в разных

Рис. VIII-1. Зависимость кинематической вязкости минеральных и синтетических холодильных масел от температуры:

а — синтетические масла: *1* — ХС 25; *2* — ХС 40; *3* — ХСН 40; *4* — ПМТС 5; *5* — ПФГОС 4; *6* — ФМ 5,6-АП; *7* — ХФ 22С-16; *б* — минеральные масла: *1* — ХА 23; *2* — ХА 30; *3* — ХФ 12-16; *4* — ХМ 35; *5* — ХФ 22-24.

Таблица VIII-2

Плотность холодильных масел ρ, кг/м³

t, °С	ХА	ХА 30	ХФ 12-16	ХФ 22-24	ХФ 22с-16	ФМ 5, 6АП	ХС 40
—60	—	—	—	934,9	1045,3	1036,6	—
—50	—	—	915,9	928,3	1038,3	1027,9	—
—40	952,4	918,6	909,5	921,6	1030,8	1019,2	—
—30	945,8	912,4	903	915	1023,4	1010,5	874,9
—20	939,1	906,2	896,6	908,4	1015,9	1001,8	863
—10	932,5	900,1	890,2	901,8	1008,4	993,2	869
0	925,9	893,9	883,7	895,2	1001	984,5	857
10	919,3	887,8	877,3	888,5	993,5	975,8	851,1
20	912,7	881,6	870,8	881,9	986,1	967,2	844,3
30	906,1	875,4	864,4	875,3	978,6	958,5	839
40	899,5	869,3	858	868,7	971,1	949,8	833
50	892,9	863,1	851,1	862,1	963,7	941,2	827
60	886,3	857	845,1	855,4	956,7	932,5	821
70	879,7	850,8	838,6	848,8	948,8	923,8	815,0
80	873,0	844,6	832,2	842,2	941,3	915,1	—
90	866,4	838,5	825,8	835,6	933,8	906,5	—
100	859,8	832,3	819,3	829	926,4	897,8	—
110	853,2	826,2	812,9	822,3	918,9	889,1	—
120	846,6	820	806,4	815,7	911,5	880,5	—
130	840	813,8	800	809,1	904	871,8	—

методиках и условиях их определения. Температуру застывания определяют по ГОСТ 20287—74. Температуру текучести в соответствии со стандартами США и ФРГ определяют по скорости подъема масла в одном из колен U-образной трубки диаметром 6 мм при избыточном давлении 50 мм вод. ст. Самую низкую температуру, при которой масло поднимается в колене трубки со скоростью 10 мм/мин, принимают за температуру текучести масла. Обычно температура застывания на 3—5° С ниже температуры текучести.

Температура застывания минеральных масел понижается с увеличением содержания нафтенов и снижением содержания ароматических углеводородов и парафинов. Температура застывания минеральных масел снижается при понижении их вязкости. Наиболее употребительные минеральные масла с вязкостью (30—35)·10^{-6} м²/с имеют температуру застывания от —30 до —40° С. Температура застывания синтетических масел достигает у некоторых образцов —100° С и ниже (см. табл. VIII—1).

Температура вспышки. Температура вспышки в открытом тигле так же, как температура самовоспламенения, зависит от наличия в маслах легколетучих фракций [21, 39].

Хотя в холодильных машинах низкая температура вспышки не представляет прямой опасности из-за отсутствия в системе кислорода, однако она свидетельствует о невысокой термической стабильности масла. Длительное использование таких масел без замены недопустимо.

По международным требованиям температура вспышки минеральных холодильных масел должна быть не ниже 160—180° С.

Кислотность. Кислотность характеризует агрессивность по отношению к конструкционным, электроизоляционным и уплотнительным материалам. Кислотность определяется кислотным числом — количеством миллиграммов КОН на 1 г масла (в иностранной литературе используется термин «число нейтрализации»). Кислотное число минеральных и углеводородных масел зависит от наличия в них главным образом органических кислот. Кислотное число увеличивается в процессе окисления при работе на галоидопроизводных холодильных агентах и является одним из критериев оценки возможности дальнейшего использования масла. Оно отражает стабильность масел в смеси с холодильными агентами.

Кислотное число высококачественных холодильных масел не превышает 0,03—0,05 мг КОН на 1 г масла (см. табл. VIII-1).

Характер среды (кислый или щелочной) синтетических жидкостей иногда характеризуют концентрацией ионов водорода — pH. Нейтральная среда характеризуется pH 6,5 ÷ 7.

Содержание воды и гигроскопичность масла. Гигроскопичность характеризуется относительной величиной предельной растворимости воды (концентрацией) при определенной температуре. Вода растворяется в маслах сравнительно в небольших количествах [6], растворимость воды увеличивается с повышением температуры. Растворимость воды зависит от типа масла, в синтетических маслах она значительно выше, чем в минеральных (табл. VIII—3).

Таблица VIII-3

Растворимость воды в смазочных маслах, 10^{-4}%

Масло	Температура, °С	
	20	60
ХФ 12-16	0,007	0,011
ХФ 22-24	0,015	—
ХФ 22с-16	0,47	0,7

Скорость поглощения воды зависит от типа масла; для минеральных при выдержке в атмосферном воздухе ее можно ориентировочно принимать по рис. VIII—3.

Содержание воды в масле в состоянии его поставки или при эксплуатации холодильных машин может быть значительно выше предельно растворимого количества. Для определения содержания воды в маслах используются следующие методы: испытание на потрескивание масла при нагревании для определения концентрации воды выше 0,03% (ГОСТ 1547—74); метод Дина и Старка для количественного определения содержания воды с пределом не менее 0,03% воды по массе (ГОСТ 2477—65); метод по Фишеру, лабораторный исследовательский метод повышенной точности с применением адсорбентов влаги; метод сравнения величин пробивного напряжения исследуемого и осушенного масла данной марки (см. табл. VIII—1) — широко используется в практике при осушке масел перед заправкой в холодильную машину.

Вода, попадающая в холодильную машину, ухудшает стабильность масел, способствует возникновению химических реакций между маслом и холодильным агентом, вызывает коррозию материалов, сгорание встроенных электродвигателей [10]. Присутствие воды в больших концентрациях эмульгирует масла. Практикой установлено, что в холодильных машинах, работающих на R12, R22, R502, концентрация воды в масле не должна превышать 10—60 миллионных долей по массе.

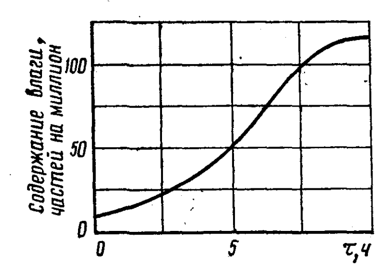


Рис. VIII-3. Скорость поглощения влаги холодильным маслом на нафтеновой основе.

Смазывающие и противозадирные качества. Смазывающие качества масла характеризуются его способностью противостоять изнашиванию пар трения, противозадирные — способностью предотвращать задиры и заедания. Эти свойства зависят от природы масел, их вязкости, величины поверхностного натяжения.

В настоящее время используют несколько методик, позволяющих осуществить комплексную оценку смазывающих и противозадирных качеств чистых масел. В лабораторных условиях применяют машины трения. Для оценки смазывающих и противозадирных качеств масел используют различные показатели: коэффициент трения, величина износа трущихся пар, диаметр пятна износа, обобщенные показатели износа; нагрузки, разрушающие масляную пленку или трущиеся поверхности; мощность трения и холостого хода испытательной установки и др.

В СССР сравнительную оценку смазывающих и противозадирных качеств масла проводят на четырехшариковой машине трения (ГОСТ 9490—75). Во ВНИИхолодмаше разработан и применяется метод оценки смазывающих качеств масел на роликовой машине трения СМЦ2 с использованием колодок из различных материалов. Этот метод позволяет оценить смазывающие качества масел в зависимости от материала пар трения [17].

На смазывающие качества холодильных масел оказывают влияние особенности сырья [21]. Смазывающие качества масел зависят от условий их использования. При повышении температуры смазывающие качества

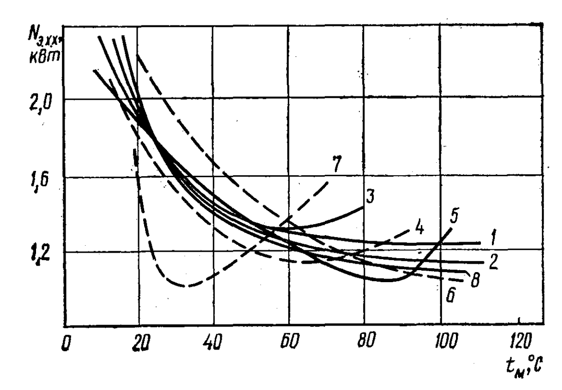


Рис. VIII-4. Зависимость мощности холостого хода (мощности трения) $N_{э.х.х.}$ компрессора 2ФУБС12М от температуры масла в картере при работе на различных маслах:

1 — ХС 40; *2* — ПФГОС 4; *3* — ПМТС 5; *4* — ХФ 22-24; *5* — ХФ 12-16; *6* — ХФ 22с-16; *7* — ФМ 5,6-АП; *8* — ХМ 35.

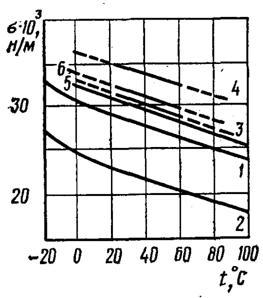


Рис. VIII-5. Зависимость поверхностного натяжения σ от температуры *t* для различных масел [48]:

1 — минеральное масло; *2* — сложный бутиловый эфир поликремниевой кислоты; *3* — минеральное масло (по Лайне); *4* — синтетическое масло; *5* — минеральное масло с синтетической добавкой; *6* — минеральное масло фирмы «Shell».

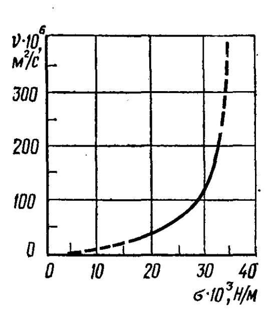


Рис. VIII-6. Взаимосвязь между кинематической вязкостью ν и поверхностным натяжением σ при 20°С для холодильных масел [48].

масел изменяются, причем характер этого изменения неодинаков [18]. С повышением температуры масла мощность холостого хода компрессора $N_{э.х.х}$ сначала падает за счет понижения вязкости масла, но при достижении определенных температур необходимый режим смазки при работе на маслах ХФ 12—16, ХФ 22—24, ПМТС—5, ФМ5, 6АП нарушается и $N_{э.х.х}$ увеличивается (рис. VIII—4).

Оценка смазывающих и противозадирных качеств холодильных масел в реальных условиях их использования в смеси с холодильными агентами производится в машинах трения и подтверждается испытаниями холодильных машин [18]. Сравнительная оценка смазывающих качеств холодильных масел приведена в табл. VIII—1.

Для улучшения противоизносных качеств холодильных масел иногда вводят в небольших количествах противоизносные присадки, не ухудшающие стабильности масла в смеси с холодильными агентами. Наиболее приемлемой присадкой для холодильных масел считается трикрезилфосфат. Для этой же цели целесообразно также применение смесей масел.

Поверхностное натяжение. Величина поверхностного натяжения масел влияет на их смазывающие и противозадирные качества, прочность пленки, вспениваемость в смеси с холодильным агентом. В интервале температур от —20 до 100° С поверхностное натяжение холодильных минеральных и углеводородных синтетических масел изменяется в среднем от 25 до $34 \cdot 10^{-3}$ Н/м. При растворении холодильных агентов величина поверхностного натяжения масла почти всегда уменьшается [48].

Поверхностное натяжение масел снижается с повышением температуры (рис. VIII-5). С увеличением поверхностного натяжения вязкость минеральных масел повышается (рис. VIII-6).

Анилиновая точка. Под этим показателем понимают критическую температуру растворения масла в анилине, выше которой образуется гомогенный раствор (ГОСТ 12329—66). На практике он используется для качественной оценки содержания ароматических углеводородов.

Анилиновая точка повышается по мере увеличения молекулярной массы масел. Из составляющих минеральные масла фракций наиболее высокая анилиновая точка у парафинов. У масел с низким содержанием ароматических углеводородов анилиновая точка достигает 100°С, у масел с повышенным содержанием она колеблется от 50 до 70°С. Углеводородные синтетические масла ХС 40 и другие имеют наиболее высокие анилиновые точки (табл. VIII-1).

В холодильной технике сведения об анилиновой точке имеют значение в плане ориентировочной оценки их стабильности и растворимости с холодильными агентами.

Содержание асфальтосмолистых веществ. Асфальтосмолистые вещества, находящиеся

в минеральных и углеводородных маслах, являются источниками появления осадков и отложений в механизме движения, на масляных фильтрах, в цилиндрах, в клапанах и в редукторах компрессоров. Как химически нестабильные вещества, смолы ухудшают общую химическую стабильность масел, служат причиной омеднения стальных поверхностей компрессоров [21, 28, 43].

Растворимые смолы, имеющие плотность около 1 г/см³, в определенных условиях могут образовываться из ароматических углеводородов при окислительных реакциях. Смолы придают маслу красноватый и более темный цвет. Нерастворимые и тугоплавкие смолистые вещества (асфальтены и карбоны) плотностью выше 1 г/см³ придают маслу коллоидный характер и легко выделяются в фильтрах и движущихся элементах компрессоров в виде отложений. В высококачественных холодильных маслах смолы содержатся в количестве 0,3—0,5%.

Коэффициент рефракции или преломления. Коэффициент рефракции или преломления света на границе двух сред при 20°С, обозначаемый n_D^{20}, является показателем, характеризующим структуру масел: n_D^{20} минеральных масел на нафтенопарафиновой основе составляет 1,465—1,49. С увеличением содержания ароматических углеводородов и повышением плотности масла n_D^{20} увеличивается (рис. VIII-7). В комплексе с анилиновой точкой коэффициент рефракции характеризует состав масел и наличие в маслах ароматических углеводородов. Высококачественные минеральные и углеводородные масла имеют n_D^{20} не выше 1,5—1,51.

Термическая стабильность. Термическая стабильность масел характеризуется их способностью сохранять неизменными физико-химические свойства, противостоять деструкции и окислению при высоких температурах. Термическая нестабильность минеральных масел проявляется в повышении содержания смол, образовании отложений и лаков на горячих поверхностях.

Термическая стабильность масел определяется фракционным составом и непосредственно зависит от температуры вспышки и испаряемости. Масла с высокой температурой вспышки, с высокой температурой кипения и низкой испаряемостью термически более стабильны.

Среди минеральных масел лучшую термическую стабильность имеют масла на парафиновой основе [5]. Для повышения термической стабильности холодильных масел иногда используют антиокислительные присадки.

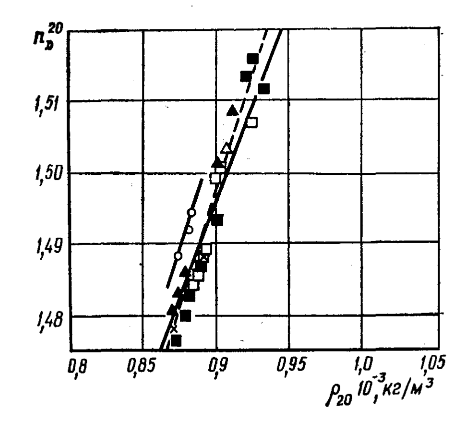


Рис. VIII-7. Взаимосвязь между плотностью ρ_{20} и показателем преломления n_D^{20} при 20°С для различных холодильных масел [48].

Вид и цвет. Вид масла характеризуется его прозрачностью или непрозрачностью при определенной толщине слоя масла, определяемой визуально. Масло бывает непрозрачным из-за высокого содержания воды (эмульгация), наличия нерастворимых смолистых веществ (коллоидный раствор) или взвешенных механических примесей. Все используемые в холодильных машинах масла должны быть прозрачными. Цвет масла в сравнении с эталонной шкалой является визуальным показателем его состава и степени очистки от смолистых веществ.

Минеральные и углеводородные масла с повышенным содержанием ароматических углеводородов и смол значительно темнее. Высококачественные «светлые» масла с содержанием смол не более 0,3% имеют светло-желтый цвет не более $1^1/_2$ марок NPA по шкале Освальда или марок ЦНТ по ГОСТ 2028—74 (см. табл. VIII-1). К светлым маслам относятся также «белые» масла, близкие к бесцветным жидкостям.

При работе холодильной машины масла постепенно темнеют вследствие окисления. Изменение цвета масла является объективным показателем пригодности его к дальнейшей эксплуатации. Обычно предельно допустимый цвет минеральных и углеводородных масел, предназначенных для использования в хо-

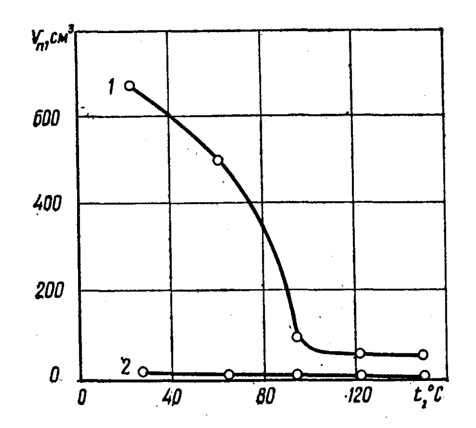


Рис. VIII-8. Влияние антипенной присадки к минеральному маслу на объем пены [13]:
1 — масла без антипенной присадки; 2 — масла с антипенной присадкой.

лодильных машинах, работающих на R12, R22, R502, 4—4,5 марки.

Вспениваемость. Способность масел образовывать пену зависит от их состава и условий применения. Для оценки вспениваемости чистых масел используют стандартизованные методы, основанные на продувке воздуха через пористый шарик, погруженный в масло.

Вспениваемость холодильных масел зависит от растворимости холодильного агента в масле. Образование пены в масляных ваннах холодильных компрессоров происходит вследствие мгновенного вскипания смеси из-за падения давления в картере. Масло вспенивается также проходя через дроссельные элементы, при впрыске в рабочую полость винтового компрессора.

Известен лабораторный метод оценки вспениваемости холодильных масел с учетом растворимости в них холодильных агентов. По этому методу объем пены измеряют после насыщения масла холодильным агентом при различных температурах и резком сбросе давления над раствором [13].

Способность масел к пенообразованию характеризуется кратностью пены

$$K = \frac{V_п}{V_м},$$

где $V_п$ — объем вспенившегося раствора,

$V_м$ — начальный объем раствора.

Данные, полученные по этому методу, являются относительными. Обычно, чем меньше вязкость масла и чем выше его температура, тем меньше пенообразование.

На практике широко применяют антипенные присадки к маслам [5]. Поскольку такие присадки ухудшают смазывающие качества масел, их вводят в очень малых количествах. Так, масло ХС 40 содержит антипенную присадку ПМС 200 в количестве 0,001% по массе. Эффективные присадки, даже если они содержатся в маслах в малых количествах, резко снижают интенсивность пенообразования (рис. VIII-8). В качестве присадки в основном используют силиконовые жидкости.

Теплоемкость. Теплоемкость холодильных масел колеблется в пределах 1,6—2,2 кДж/(кг·°С). Для определения теплоемкости холодильных масел предложено уравнение

$$c_p^t = c_p^{30}\,[1 + \alpha_c\,(t - 30)],$$

где c_p^{30} — теплоемкость при 30° С;

α_c — температурный коэффициент.

Точность уравнения при температурах от —60 до +120°С составляет ±0,15%. Значения c_p и α_c приведены в табл. VIII-4 [20, 3].

Электрическая проводимость. Электрическая проводимость холодильных масел мала, порядок величин $10^{-12} \div 10^{-18}$ См$^{-1}\cdot$м$^{-1}$. Диэлектрическая постоянная минеральных масел 2,26, синтетических 2,17.

Теплопроводность. Теплопроводность большинства холодильных масел в интервале температур от —60 до +120°С с погрешностью, не превышающей ±0,4% описывается уравнением [29]

$$\lambda_t = \lambda_{30}\,[1 - a\,(t - 30)],$$

где λ_{30} — теплопроводность при 30°С;

a — температурный коэффициент.

Значения a и λ_{30} приведены в табл. VIII-5.

В интервале температур от —40 до +80°С зависимость теплопроводности масла от температуры можно также определить из уравнения

$$\lambda_м = 0,1380 - 7,2 \cdot 10^{-5} t.$$

Теплопроводность смеси минерального масла с R22 можно вычислить по уравнению

$$\lambda_{см} = \frac{\lambda_м \xi_м + \lambda_а \xi_а}{1 + (a - bt)\sin(\xi_м T)},$$

где a и b — постоянные, имеющие следующие значения:

$a=24,5\cdot10^{-3}$; $b=5,25\cdot10^{-4}$ для $-40 \leqslant t \leqslant +20$°С;
$a=28,5\cdot10^{-3}$; $b=7,25\cdot10^{-4}$ для $20 \leqslant t \leqslant +60$°С.

Таблица VIII-4

Теплоемкость холодильных масел c_p, кДж/(кг·К)

t, °C	ХА	ХА 30	ХФ 12-16	ХФ 22-24	ХФ 22с-16	ФМ 5,6АП	ХС 40
—50	—	—	—	1,640	1,652	1,502	—
—40	1,653	1,703	1,716	1,675	1,683	1,515	—
—30	1,684	1,738	1,747	1,707	1,714	1,528	1,910
—20	1,716	1,773	1,778	1,738	1,746	1,541	1,943
—10	1,748	1,808	1,809	1,770	1,778	1,554	1,975
0	1,779	1,844	1,840	1,802	1,810	1,568	2,008
10	1,811	1,879	1,872	1,833	1,841	1,580	2,041
20	1,842	1,914	1,902	1,864	1,872	1,592	2,073
30	1,873	1,949	1,932	1,895	1,903	1,605	2,106
40	1,904	1,984	1,963	1,926	1,934	1,618	2,139
50	1,935	2,019	1,994	1,957	1,965	1,630	2,172
60	1,966	2,054	2,024	1,988	1,996	1,642	2,204
70	1,998	2,089	2,056	2,019	2,037	1,655	2,237
80	2,030	2,125	2,087	2,031	2,058	1,668	2,270
90	2,062	2,160	2,118	2,083	2,090	1,681	2,302
100	2,093	2,195	2,150	2,115	2,122	1,694	2,335
$\alpha_c \cdot 10^3$, 1/°C	1,678	1,803	1,612	1,658	1,644	0,792	1,553

Таблица VIII-5

Теплопроводность холодильных масел λ, Вт/(м·К)

t, °C	ХА	ХА 30	ХФ 12-16	ХФ 22-24	ХФ 22с-16	ХФ 5, 6АП	ХС 40
—60	—	—	—	0,1319	0,1790	0,1584	0,1580
—50	—	—	—	0,1307	0,1768	0,1576	—
—40	0,1273	0,1351	0,1370	0,1295	0,1747	0,1566	0,1552
—30	0,1262	0,1340	0,1357	0,1283	0,1726	0,1555	—
—20	0,1251	0,1328	0,1344	0,1271	0,1705	0,1543	0,1525
—10	0,1240	0,1317	0,1330	0,1259	0,1683	0,1530	—
0	0,1229	0,1306	0,1317	0,1247	0,1662	0,1516	0,1498
10	0,1218	0,1295	0,1304	0,1235	0,1641	0,1500	—
20	0,1207	0,1283	0,1290	0,1223	0,1619	0,1483	0,1470
30	0,1196	0,1272	0,1277	0,1211	0,1598	0,1464	—
40	0,1185	0,1262	0,1264	0,1199	0,1577	0,1442	0,1442
50	0,1174	0,1249	0,1250	0,1187	0,1555	0,1419	—
60	0,1163	0,1238	0,1237	0,1175	0,1534	0,1397	0,1415
70	0,1152	0,1227	0,1224	0,1163	0,1513	0,1375	—
80	0,1141	0,1216	0,1211	0,1151	0,1492	0,1353	0,1390
90	0,1130	0,1204	0,1197	0,1139	0,1470	0,1331	—
100	0,1119	0,1193	0,1184	0,1127	0,1449	0,1309	0,1360
110	0,1108	0,1182	0,1171	0,1115	0,1428	0,1287	—
120	0,1097	0,1170	0,1157	0,1103	0,1406	0,1265	0,1332
130	0,1086	0,1159	0,1144	0,1091	0,1385	0,1243	—
α, 1/°C	0,00092	0,00089	0,00103	0,00099	0,00133	—	—

Испаряемость масла и упругость масляных паров. Критерием условной оценки поведения масла на нагретых поверхностях принята испаряемость. Основные методы определения испаряемости стандартизованы. Данные по испаряемости холодильных масел, определенные в тонком слое на приборе ПИМ-2, приведены в табл. VIII-6.

Таблица VIII-6

Испаряемость холодильных масел, %

Масло	Температура, °C		
	100	120	150
ХФ 12-16	7,2	14,8	36,7
ХА 30	4	13,7	34
ХМ 35	3,5	8,5	39
ХС 40	0	0	6
ПМТС 5	0	2,7	6

Под упругостью паров летучих компонентов масла понимают их давление при определенной температуре. Количественные значения этой величины зависят от температуры вспышки и молекулярной массы.

Между испаряемостью и упругостью паров масла установлена зависимость:

$$v = \frac{dm}{d\tau} = A\sqrt{\mu}\ p_{м};$$

где v — испаряемость;

A — постоянная, не зависящая от упругости пара, зависящая от структуры испарившегося вещества и условий процесса испарения;

μ — молекулярня масса пара; $p_м$ — упругость пара масла.

Упругость пара масел представлена в табл. VIII-7.

Таблица VIII-7

Упругость пара холодильных масел, мм рт. ст.

Масло	Температура, °C		
	100	120	150
ХФ 12-16	0,25	0,6	1,2
ХА 30	0,18	0,4	0,9
ХМ 35	0,15	0,35	0,74

СПЕЦИФИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

К специфическим характеристикам масел для холодильных машин относятся характеристики, обусловленные условиями их использования при постоянном контакте с холодильными агентами: стабильность, температура помутнения, растворимость с холодильными агентами.

Стабильность в смеси с холодильными агентами. Устойчивость к химическим реакциям с холодильными агентами является основным требованием, предъявляемым к маслам для холодильных машин [10, 36, 37, 14].

При выборе масел стабильность в смеси с холодильными агентами проверяют ускоренными лабораторными методами. В международной практике приняты два основных метода ускоренных испытаний: метод Филиппа—Тиффани и метод Элси [10, 24, 36, 37, 44].

По первому методу проводят испытания в U-образной запаянной стеклянной трубке, в одном из колен которой находится холодильный агент при 40°C, в другом — масло при 250°C. Масло считается стабильным, если в течение 96 ч на горизонтальном участке трубки не появляется в виде капель соляная либо фтористая кислота.

По второму методу испытания проводят в стеклянной трубке, которую заполняют маслом и холодильным агентом вместе со стальными и медными катализаторами и выдерживают 16 сут при 175°C. Система считается стабильной, если после испытаний не происходит осмоления масла и стальная пластина не покрывается слоем осажденной меди.

Распространенные холодильные агенты по степени отрицательного влияния на стабильность масел можно расположить в ряд: RC318,

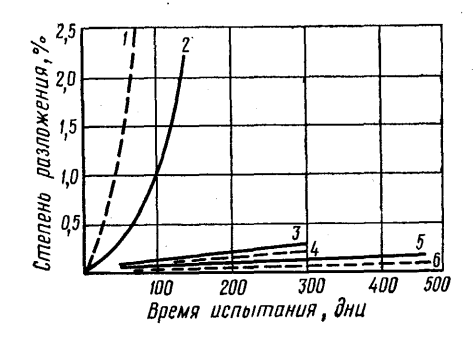


Рис. VIII-9. Устойчивость R12 и R22 в смеси с маслами для холодильных машин [5]:

1 — R12 при 160°C; *2* — R12 при 150°C; *3* — R12 при 120°C; *4* — R22 при 160°C; *5* — R22 при 150°C; *6* — R22 при 120°C.

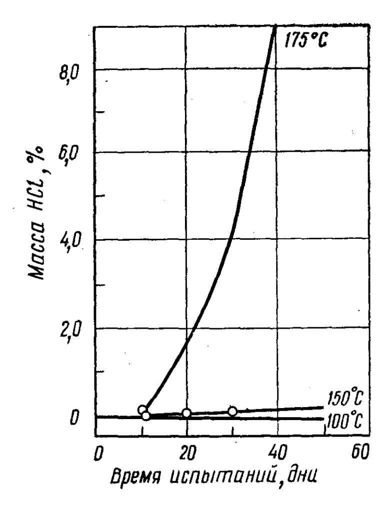


Рис. VIII-10. Количество соляной кислоты HCl, образовавшейся при испытаниях смеси R12 с минеральным маслом в присутствии стали [5].

R115, R502, R13, R22, R23, R12, R13B1, R114, R500, R113, R11, R12B1. Экспериментальные исследования стабильности минеральных масел с различными агентами в течение 400 суток в присутствии малоуглеродистой стали [5] показали, что смеси с R12 менее стабильны, чем с R22, особенно при температурах выше 100° С (рис. VIII-9, VIII-10).

Парафиновые масла стабильнее нафтеновых, некоторые фракции ароматических углеводородов ухудшают стабильность масла в смеси с фторсодержащими холодильными агентами.

Наличие смол и серы активизирует процесс омеднения, поэтому содержание их в холодильных маслах должно быть соответственно не более 0,3 и 0,2%.

Углеводородные синтетические масла и синтетические жидкости значительно устойчивее к химическим реакциям с холодильными агентами. При прочих равных условиях стабильность смеси с холодильными агентами выше у масел с высокой термической стабильностью.

Масла, прошедшие лабораторные испытания, окончательно проверяют на стабильность в стендах и реальных машинах. Сравнительная оценка стабильности масел приведена в табл. VIII-1 [5, 18].

Температура помутнения. Температура, при которой начинается кристаллизация парафинов, называется температурой выпадения парафинов, или температурой помутнения. Фреоны избирательно растворяют жидкие компоненты, а твердые парафины выпадают в осадок. Температура помутнения для смеси масел с холодильными агентами выше соответствующей температуры для чистых масел.

Количество нерастворимых веществ в смеси масло — R12 определяют по стандартам ФРГ и Великобритании при температурах —30 и —40° С и нормируют их величину. Считают, что содержание нерастворимых веществ не выше 0,05% по массе обеспечивает работу машины до температуры кипения — 30° С.

В работающей холодильной машине при циркуляции масла по системе нерастворимые вещества могут отлагаться в узких сечениях дросселирующих органов и забивать терморегулирующие вентили. Наибольшую опасность это представляет для малых холодильных машин. Температура помутнения холодильных масел в смеси с R12 является эксплуатационной характеристикой и должна быть ниже температуры кипения в испарителе. В целях ее понижения минеральные масла подвергают депарафинизации.

Растворимость масел с холодильными агентами. Основное противоречие при подборе масла для компрессионной холодильной машины заключается в том, что лучшие условия смазки и уплотнение компрессоров достигаются при использовании масел с низкой растворимостью, в то время как нормальная циркуляция масла в системе обеспечивается в результате хорошей взаимной растворимости.

Области расслоения. По характеру растворимости с маслами холодильные агенты разделяют на нерастворимые (растворимостью можно пренебречь), с ограниченной растворимостью и неограниченной растворимостью.

Для определения степени растворимости фторсодержащих холодильных агентов с минеральными маслами предложен критерий

$$K = \frac{n_1}{n_1 + n_2 + 0{,}25 n_3 + 2 n_4},$$

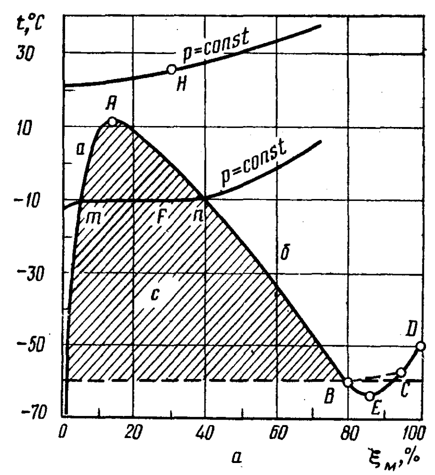
где n_1, n_2, n_3, n_4 — число атомов соответственно фтора, хлора, водорода и брома.

При $K > {}^2/_3$ растворимость ограниченная во всем диапазоне температур, при $K \leqslant {}^2/_3$ ограниченная в некотором диапазоне температур, при $K \leqslant {}^1/_2$ — растворимость неограниченная.

Типичным представителем нерастворимых в маслах холодильных агентов является аммиак. В аммиаке масла тонут, во фреонах — всплывают. Растворимость аммиака в масле Т 30 приведена в [22], других масел в табл. VIII-8. Растворимость масла МС20 в аммиаке приведена ниже [1]:

Температура, °С	30	42	60	70	80
Растворимость масла в жидком аммиаке, мг масла на 1 г аммиака	0,0032	0,0052	0,011	0,018	0,028

Холодильные агенты с неограниченной растворимостью образуют с маслом однородные растворы в любой пропорции. Холодильные агенты с ограниченной растворимостью смешиваются с маслами только в ограниченном интервале температур. При достижении критической температуры раствор разделяется на два слоя (рис. VIII-11). Кривая, отделяющая однородный раствор от разделенного на два слоя, называется кривой расслоения. Область, ограниченная этой кривой и осью абсцисс, соответствует двухслойной системе и называется зоной расслоения (несмесимости).



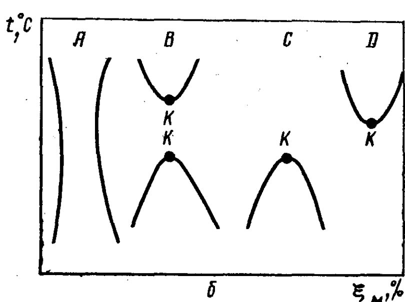


Рис. VIII-11. Кривые расслоения растворов холодильных агентов с маслами:

а — наиболее типичная кривая расслоения раствора холодильного агента с минеральным маслом: *A* — критическая точка (температура); *а* — левая пограничная ветвь; *б* — правая ветвь; *mn* — коннода (связывающая прямая); *с* — область расслоения; *б* — типы кривых расслоения: *K* — критическая точка растворения.

Таблица VIII-8

Растворимость аммиака в минеральном масле, %

Давление, 10^2·кПа	Температура, °С				
	0	20	40	65	100
1	0,246	0,18	0,13	0,105	0,072
2	0,5	0,36	0,278	0,198	0,144
3	0,8	0,54	0,417	0,304	0,228
10	—	—	1,39	1,05	0,72

Максимум кривой расслоения называется верхней критической температурой растворения, минимум — нижней.

Точки ξ_m и ξ_n на кривой расслоения характеризуют составы равновесных слоев (см. рис. VIII-11). Массовая доля раствора g_n с концентрацией ξ_n равна

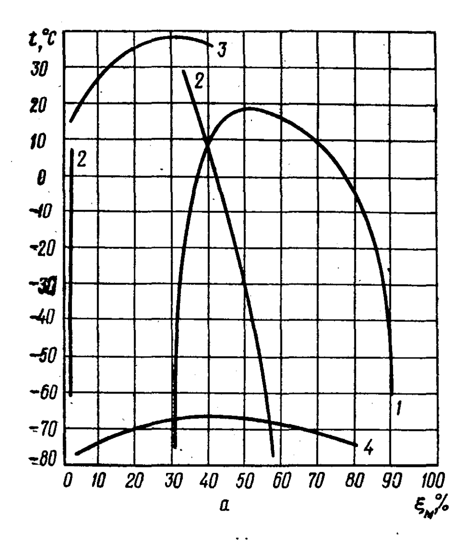
$$g_n = \frac{\xi_F - \xi_n}{\xi_n - \xi_m} = \frac{Fm}{nm},$$

$$g_m + g_n = 1.$$

Область вне кривой соответствует однородной системе. Прямые, соединяющие точки равновесных между собой слоев, называются связующими прямыми или коннодами.

По виду кривые и области расслоения смесей разделяются на четыре типа (см. рис. VIII-11). Для эксплуатации важное значение имеет не только тип кривой расслоения, но также ее положение в координатах T—ξ.

Состав и вязкость минеральных масел оказывает существенное влияние на положение границ растворимости и критической точки области расслоения: области несмесимости сужаются (растворимость улучшается) при уменьшении содержания нафтенов и парафинов и при увеличении концентрации ароматических углеводородов; критическая температура ниже у масел с высоким содержанием нафтенов и ароматических углеводородов и низкой молекулярной массой; раство-



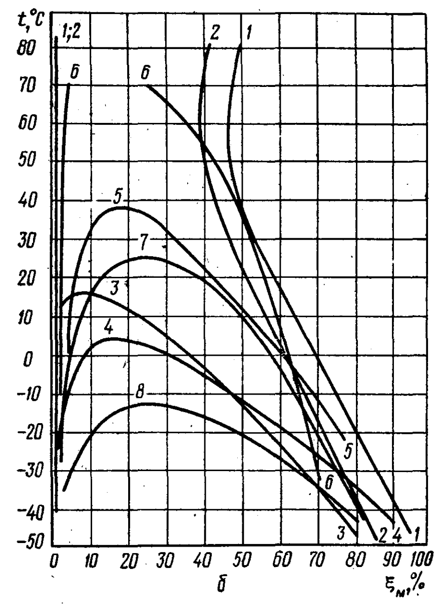


Рис. VIII-12. Кривые расслоения растворов отечественных масел с холодильными агентами:

а — растворы с R502, R13, R13B1: *1* — ХФ 22с-16—R502; *2* — ПМТС-5—R13; *3* — ХФ 22-24—R13B1; *4* — ХФ 22С-16—R13B1; *б* — растворы с R22: *1* — ХС 50; *2* — ХС 40; *3* — ХСН 40; *4* — ХМ 35; *5* — ХС 25; *6* — ХА 30; *7* — ХФ 12-16; *8* — ХФ 22-24.

римость масла тем хуже, чем выше вязкость и индекс вязкости масла.

Синтетические масла ведут себя иначе в отношении растворимости, чем минеральные.

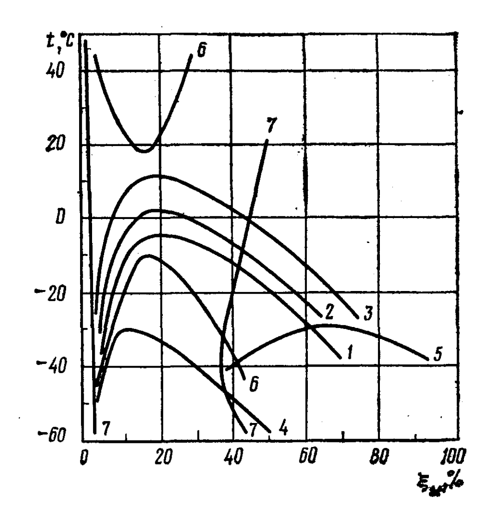


Рис. VIII-13. Кривые расслоения растворов зарубежных масел с холодильными агентами:

1 — Suniso 3GS—R22; *2* — Suniso 4GS—R22; *3* — Suniso 5GS—R22; *4* — Suniso 3GS—R13B1; *5* — КМН («Fuchs»)—R22; *6* — Shell Clavus 929/R13B1; *7* — Fluisil S55K—R13;

Кривые расслоения растворов масел с холодильными агентами показаны на рис. VIII-12, VIII-13 [9, 10—12, 47—50].

Диаграммы равновесия жидкость — пар. Равновесные характеристики раствора (p—t—ξ диаграммы) строят в основном на базе экспериментальных данных.

Масло повышает температуру кипения холодильного агента при заданном давлении. На рис. VIII-14 приведены кривые $p = f(t)$ пара R12 над раствором при изменении содержания масла от 0 до 95% ($\xi_м = 0{,}95$; $\xi_а = 0{,}05$), а также кривые снижения давления при $t = \text{const}$ и повышения температуры насыщения при $p = \text{const}$ по мере увеличения доли масла в растворе [9, 11, 12, 18, 30, 31].

Ниже приведено эмпирическое уравнение [46], позволяющее рассчитывать давление пара над жидкой фазой раствора с минеральными маслами,

$$\lg p = \frac{A\,(\xi_а)}{\gamma} + B\,(\xi_а), \qquad \text{(VIII-1)}$$

где A и B — безразмерные коэффициенты, которые зависят от типа холодильного агента и его концентрации в растворе, (значения их представлены в табл. VIII-9 и VIII-10);

температурная функция

$$\frac{1}{\gamma} = \frac{1}{T} - 7{,}9151\cdot10^{-3} + 2{,}6726\cdot10^{-3}\,\lg T - 0{,}8625\cdot10^{-6}\,T.$$

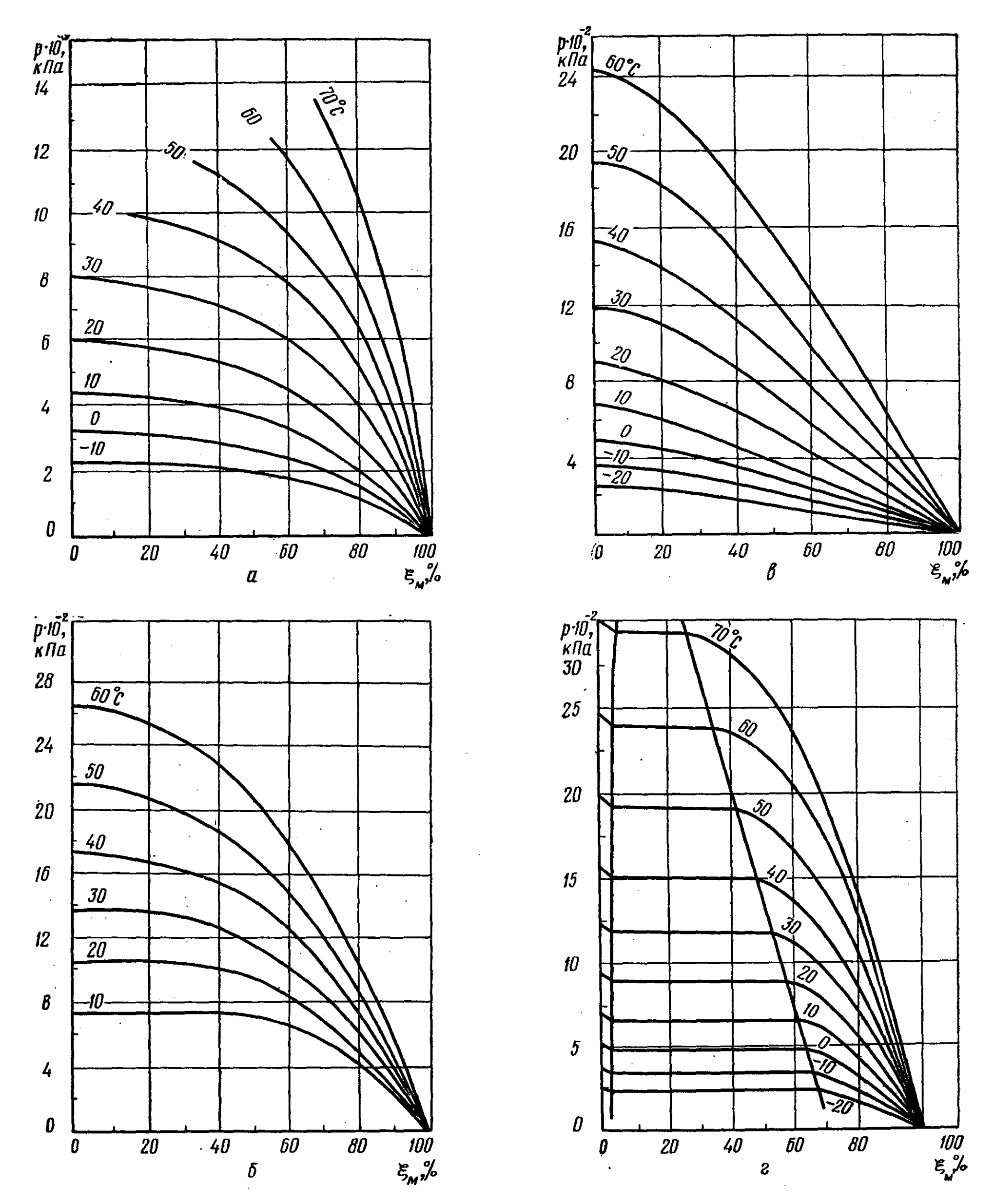


Рис. VIII-14. Зависимость p—t—ξ для растворов ХФ12-16—R12; ХФ22с-16—R502; ХФ22с-16—R22, ХА 30—R22:

а — ХФ 12-16—R12; *б* — ХФ 22с-16—R502; *в* — ХФ 22с-16—R22; *г* — ХА 30—R22.

Диаграммы $p - t - \xi$ растворов масел с холодильными агентами представлены на рис. VIII-14 и VIII-15.

Растворимость холодильных агентов в масле возрастает с понижением температуры и увеличением давления. Растворимость холодильных агентов лучше в нафтеновых маслах. С повышением вязкости масел растворимость ухудшается.

Таблица VIII-9

Значения коэффициентов A, B в уравнении (VIII-1)

$\xi_м$, %	R10		R11		R12		R22		R114	
	A	*B*	*A*	*B*	*A*	*B*	*A*	*B*	*A*	*B*
0	—2312,2	3,3291	—1854,0	3,3626	—1448,0	3,4204	—1442,6	3,6156	—1719,7	3,4273
10	—2307,2	3,3180	—1854,0	3,3526	—1447,7	3,4168	—1438,9	3,6035	—1715,7	3,4000
20	—2292,1	3,2841	—1853,7	3,3388	—1445,8	3,4083	—1427,9	3,5774	—1703,5	3,3746
30	—2267,0	3,2264	—1852,7	3,3163	—1440,7	3,3921	—1409,4	3,5375	—1683,3	3,3299
40	—2231,8	3,1432	—1849,9	3,2805	—1430,6	3,3610	—1383,6	3,4822	—1654,9	3,2750
50	—2186,6	3,0307	—1844,0	3,2272	—1414,0	3,3071	—1350,4	3,4105	—1618,4	3,2050
60	—2131,3	2,8837	—1833,3	3,1477	—1389,2	3,2355	—1309,8	3,3150	—1573,9	3,1174
70	—2066,0	2,6925	—1815,8	3,0305	—1354,7	3,1097	—1261,8	3,1837	—1521,2	2,9782
80	—1990,6	2,4383	—1788,9	2,8481	—1308,7	2,9107	—1206,4	2,9901	—1460,5	2,7802
90	—1905,1	2,0729	—1749,7	2,5265	—1249,7	2,5558	—1143,7	2,5767	—1391,6	2,4505

Примечание Таблица приведена для систем с неограниченной растворимостью.

Таблица VIII-10

Значения коэффициентов A, B в уравнении (VIII-1)

R13			R13B1			R23			R 115		
Массовая концентрация $\xi_м$, %	*A*	*B*	Массовая концентрация $\xi_м$, %	*A*	*B*	Массовая концентрация $\xi_м$, %	*A*	*B*	Массовая концентрация $\xi_м$, %	*A*	*B*
0	—1114,1	3,5568	0	—1234,0	3,4304	0	—1183,1	3,8019	0	—1392,0	3,4635
86	— 990,8	3,2992	50	—1226,6	3,4191	92	—999,4	3,4357	70	—1211,2	3,1601
88	— 919,9	3,1134	60	—1211,8	3,4111	93	—947,1	3,3031	80	—1122,1	2,9958
90	— 849,1	2,9398	70	—1177,9	3,2049	94	—894,8	3,1659	82,5	—1096,0	2,9128
92	— 778,2	2,7183	80	—1109,0	2,9482	95	—842,5	3,0222	85	—1068,3	2,8157
94	— 707,4	2,3870	90	—981,0	2,4760	96	—790,2	2,8654	87,5	—1038,9	2,6997
96	— 636,6	2,1696				97	—737,8	2,6918	90	—1007,7	2,5617
98	— 565,7	1,7403				98	—685,5	2,4839	92,5	— 974,8	2,3984
						99	—683,2	2,1919	95	— 940,0	2,1841
									97,5	— 903,4	1,8322

Примечание. Таблица приведена для систем, имеющих зону расслоения, в которой не достигаются ни верхняя, ни нижняя критическая точка (растворы типа R13 — ФМ 5,6АП либо R13 — флюизил).

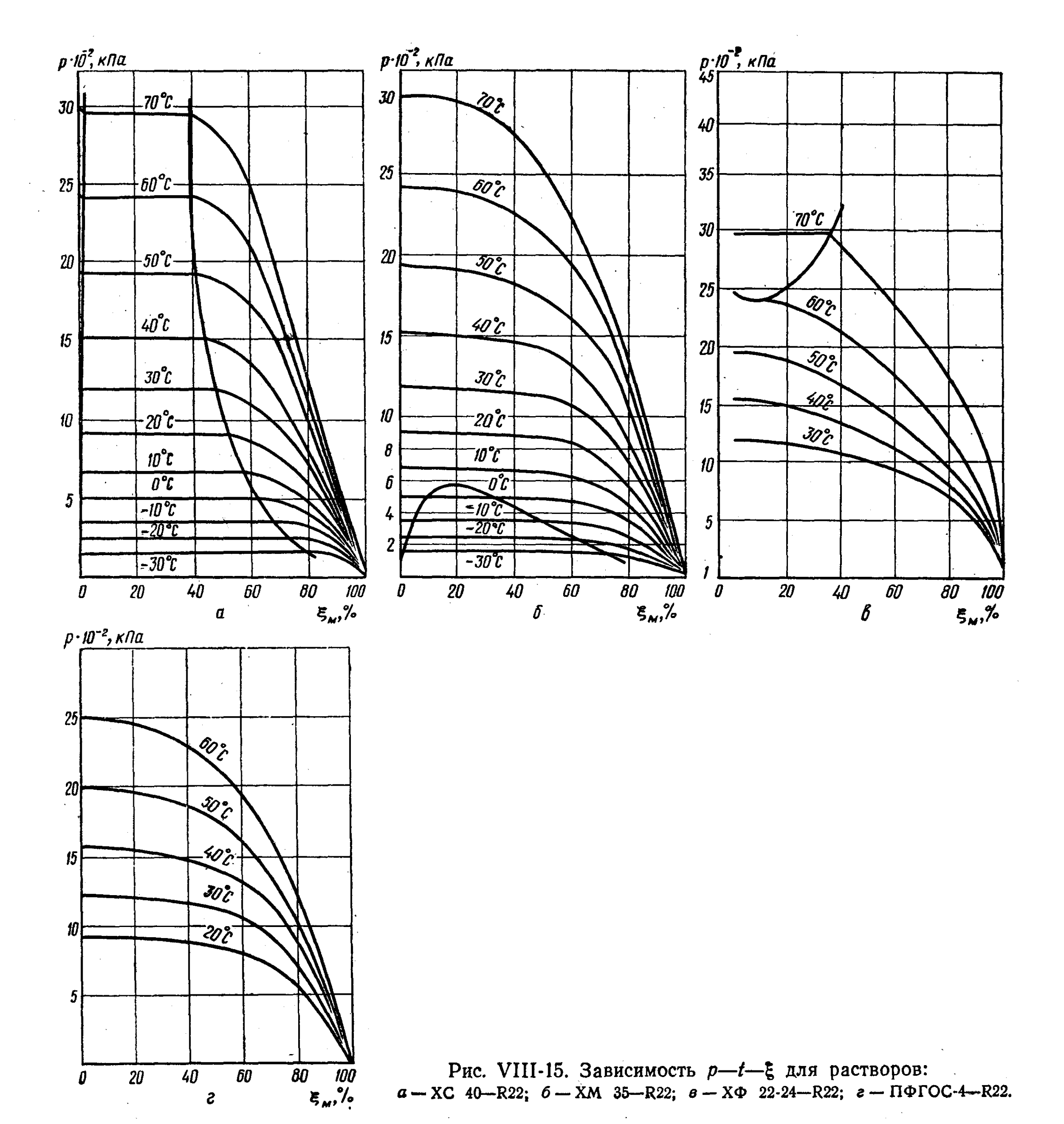


Рис. VIII-15. Зависимость p—t—ξ для растворов:
а — ХС 40—R22; *б* — ХМ 35—R22; *в* — ХФ 22-24—R22; *г* — ПФГОС-4—R22.

Таблица VIII-11

Отклонение идеального удельного объема от реального $\Delta V/V_{ид}$ (в %) по уравнению (VIII-2) для жидкой фазы растворов минеральных масел с R20, R21, R22, R23

$v=\frac{T}{T_{кр.х.а}}$	Массовая концентрация масла $\xi_м$, %								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1,00	13,60	14,84	15,30	15,15	13,70	11,50	8,83	6,30	3,30
0,08	10,35	11,85	12,48	12,18	11,13	9,50	7,41	5,33	2,70
0,96	8,20	9,80	10,30	10,25	9,30	7,60	6,08	4,37	2,17
0,94	6,32	7,68	8,25	8,28	7,40	6,20	4,88	3,53	1,75
0,92	4,47	5,75	6,20	6,30	5,85	4,95	3,85	2,78	1,45
0,90	3,38	4,58	5,07	5,20	4,78	4,02	3,18	2,25	1,17
0,88	2,48	3,59	4,09	4,20	3,85	3,21	2,58	1,81	0,95
0,86	1,82	2,79	3,23	3,38	3,08	2,57	2,07	1,43	0,76
0,84	1,30	2,10	2,52	2,65	2,45	2,05	1,63	1,14	0,60
0,82	0,93	1,57	1,95	2,07	1,92	1,63	1,29	0,90	0,48
0,80	0,65	1,16	1,47	1,59	1,50	1,27	1,02	0,70	0,37
0,78	0,48	0,84	1,09	1,18	1,13	0,97	0,78	0,55	0,29
0,76	0,33	0,58	0,76	0,83	0,80	0,72	0,58	0,41	0,22
0,74	0,22	0,39	0,50	0,55	0,54	0,48	0,39	0,28	0,16
0,72	0,09	0,19	0,26	0,28	0,29	0,27	0,22	0,16	0,09
0,70	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02
0,68	—0,08	—0,13	—0,14	—0,20	—0,19	—0,15	—0,14	—0,09	—0,04
0,66	—0,17	—0,28	—0,34	—0,43	—0,42	—0,37	—0,34	—0,22	—0,10

Таблица VIII-12

Отклонение идеального удельного объема $\Delta V/V_{ид}$ (в %) по уравнению (VIII-2) для жидкой фазы растворов минеральных масел с R10, R11, R12, R13, R13B1

$v=\frac{T}{T_{кр.х.а}}$	Массовая концентрация масла $\xi_м$, %								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1,00	12,20	13,05	13,52	13,05	12,15	10,40	8,10	5,75	2,95
0,98	10,35	11,54	11,89	11,54	10,60	9,00	7,08	4,99	2,55
0,96	8,60	10,10	10,45	10,11	9,19	7,80	6,15	4,25	2,19
0,94	7,09	8,79	9,18	8,83	7,94	6,73	5,27	3,66	1,89
0,92	5,82	7,53	8,01	7,65	6,79	5,75	4,49	3,13	1,62
0,90	4,73	6,39	6,92	6,57	5,79	4,93	3,83	2,66	1,39
0,88	3,86	5,42	5,89	5,61	5,03	4,20	3,27	2,23	1,15
0,86	3,16	4,55	4,97	4,73	4,23	3,56	2,77	1,91	0,98
0,84	2,58	3,82	4,23	4,03	3,61	3,04	2,37	1,62	0,85
0,82	2,16	3,22	3,59	3,42	3,06	2,59	2,02	1,37	0,73
0,80	1,82	2,72	3,09	2,93	2,67	2,21	1,69	1,16	0,62
0,78	1,57	2,33	2,65	2,55	2,26	1,89	1,44	0,99	0,51
0,76	1,32	2,03	2,28	2,18	1,95	1,62	1,22	0,85	0,45
0,74	1,12	1,73	1,95	1,87	1,65	1,37	1,05	0,72	0,37
0,72	0,95	1,47	1,68	1,60	1,42	1,17	0,88	0,60	0,31
0,70	0,79	1,25	1,43	1,36	1,20	0,99	0,74	0,52	0,26
0,68	0,66	0,05	1,21	1,15	1,01	0,84	0,62	0,43	0,23
0,66	0,55	0,89	1,03	0,97	0,85	0,71	0,54	0,37	0,19
0,64	0,46	0,75	0,86	0,80	0,72	0,59	0,45	0,31	0,16
0,62	0,38	0,62	0,71	0,66	0,59	0,48	0,36	0,25	0,13
0,60	0,31	0,51	0,59	0,55	0,49	0,40	0,29	0,21	0,11

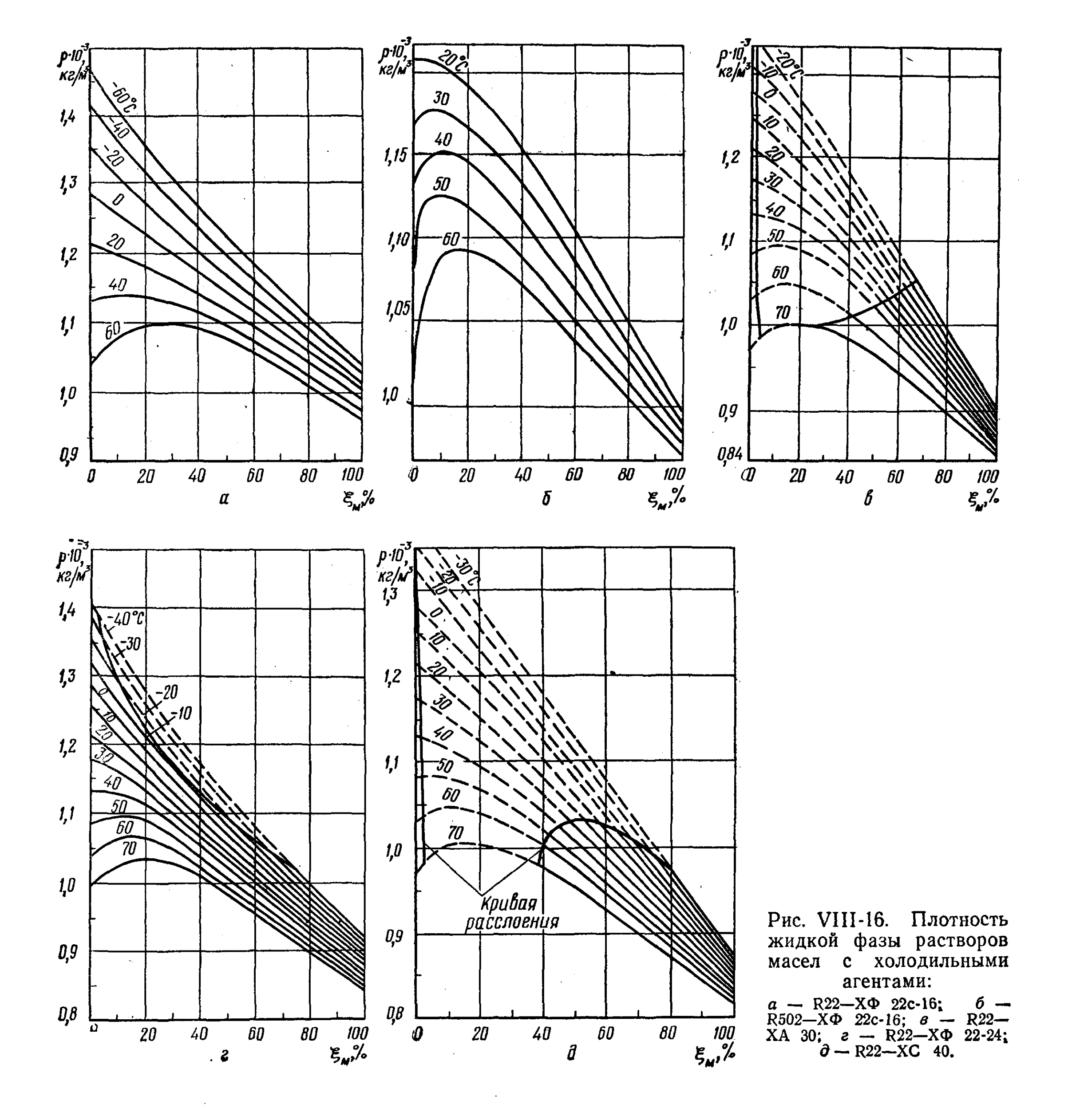


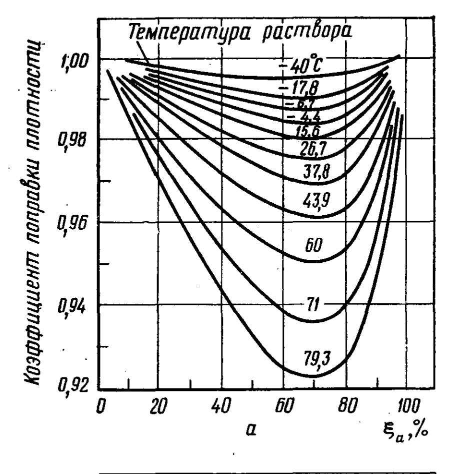
Рис. VIII-16. Плотность жидкой фазы растворов масел с холодильными агентами:

а — R22—ХФ 22с-16; *б* — R502—ХФ 22с-16; *в* — R22—ХА 30; *г* — R22—ХФ 22-24; *д* — R22—ХС 40.

Плотность и удельный объем растворов. Действительные плотность и удельный объем смесей масел с холодильными агентами отличаются от этих же характеристик, определенных методом аддитивности. При отсутствии экспериментальных данных удельный объем жидкой фазы раствора с минеральным маслом с учетом поправок [46] рассчитывают по формуле

$$v_{см} = \xi_м v_м + (1 + \xi_м) v_а + \Delta v, \quad \text{(VIII-2)}$$

где $v_а$ — удельный объем жидкого холодильного агента при данной температуре;



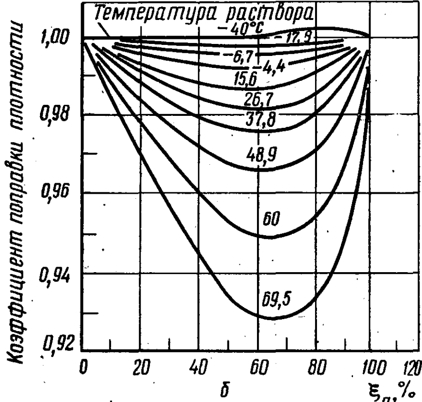


Рис. VIII-17. Коэффициент поправки плотности растворов масла с холодильными агентами в зависимости от содержания холодильного агента и температуры жидкости [5]:

а — R12 и минеральное масло; *б* — R22 и минеральное масло.

Δv — поправка на изменение удельного объема для данной температуры и концентрации.

Значения Δv для растворов минеральных масел с холодильными агентами представлены в табл. VIII-11 и VIII-12. Плотности растворов, по экспериментальным данным ОТИХП, приведены на рис. VIII-16. Плотность минерального масла с растворенным холодильным агентом при концентрации последнего до 8% можно получить по следующей упрощенной формуле [5]:

$$\rho_{\text{см.ид}} = \frac{\rho_{\text{м}}}{1 + \xi_{\text{а}}\left(\frac{\rho_{\text{м}}}{\rho_{\text{а}}} - 1\right)},$$

где $\rho_{\text{см.ид.}}$ — плотность раствора при данной температуре; $\rho_{\text{м}}$ — плотность масла;

$\rho_{\text{а}}$ — плотность жидкого холодильного агента при данной температуре;

$\xi_{\text{а}}$ — массовое содержание холодильного агента в растворе;

При концентрации холодильного агента в масле свыше 8% плотность раствора

$$\rho_{\text{см}} = \frac{\rho_{\text{см.ид}}}{c}.$$

Поправочные коэффициенты C для приближенных расчетов представлены на рис. VIII-17 [5].

Вязкость растворов. Вязкость растворов масел с холодильными агентами меньше вязкости чистых масел, что определяется низкой вязкостью холодильных агентов.

Расчеты вязкости растворов с минеральными маслами исходя из свойств чистых компонентов производят по формуле

$$a = \operatorname{arsh}(\ln \nu_{\text{м}}) - 8{,}76 \operatorname{arsh} \ln (\nu_{\text{см}}),$$

где $\nu_{\text{м}}$ — вязкость чистого масла при заданной температуре;

$\nu_{\text{см}}$ — вязкость раствора при этой же температуре и заданной концентрации в стандартной диаграмме.

Величина a учитывает влияние свойств масла и является расстоянием в сантиметрах по оси ординат в логарифмических координатах между вязкостно-температурными зависимостями чистого масла и раствора:

$$a = \left(1 - \frac{ИВ}{235}\right) a_0. \qquad \text{(VIII-3)}$$

Величина a_0 учитывает влияние свойств холодильного агента и описывается полиномом

$$a_0 = a_1(1 - \psi_{\text{м}}) + a_2(1 - \psi_{\text{м}})^2 + a_3(1 - \psi_{\text{м}})^3, \qquad \text{(VIII-4)}$$

Значения a_1, a_2, a_3 для различных холодильных агентов приведены в табл. 13 [46, 47]. Формула (VIII-4) применима для расчета вязкости растворов с минеральными маслами до концентрации масла $\psi_{\text{м}} = 0{,}75 \div 0{,}95$.

При более высоких концентрациях холодильного агента расчетные значения вязкости растворов по формуле (VIII-3) значи-

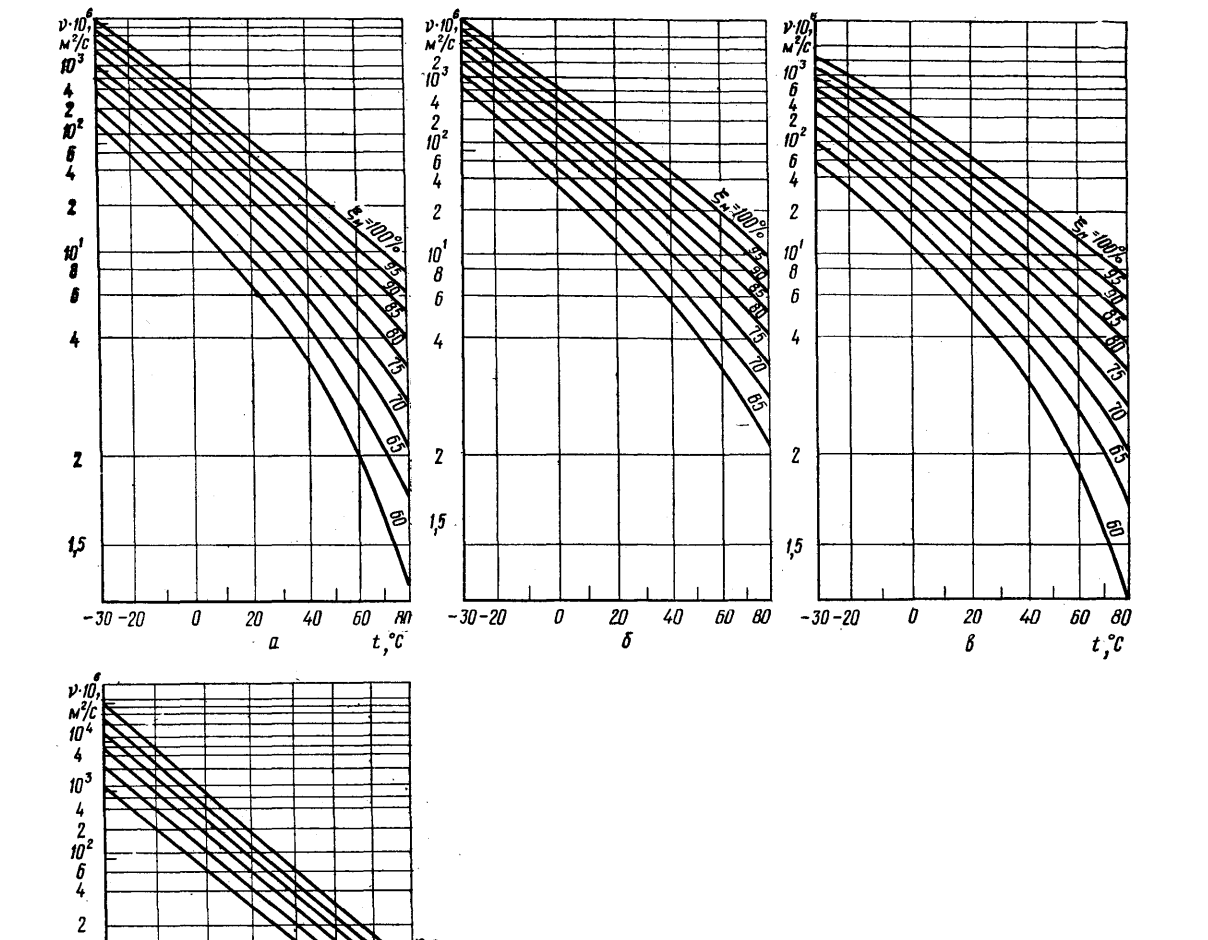


Рис. VIII-18. Вязкость жидкой фазы растворов масел с холодильными агентами:

а — R12—ХФ 12-16; *б* — R22—ХА 30; *в* — R22—ХФ 22с-16; *г* — R22—ХС 40.

тельно отличаются от измеренных и определяются по уравнению [32]

$$\lg \nu_{см} = \psi_м \lg \nu_1 + (1 - \psi_м) \lg \nu_2 + B\sqrt{\psi_м (1 - \psi_м)}.$$

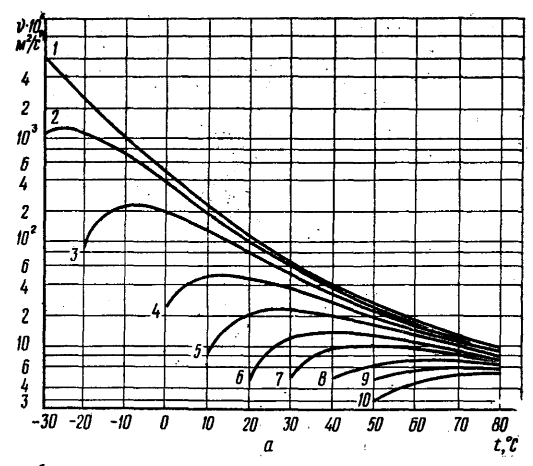
Коэффициент B зависит от температуры; в интервале от 20° С до 60° С действительно соотношение:

$$B = 1,65 - 0,08t.$$

Характер изменения вязкости растворов с синтетическими маслами несколько другой, приведенные формулы для них непригодны.

Более точное определение вязкости растворов масел с холодильными агентами производится экспериментально на специальных вязкозиметрах. На рис. VIII-18 приведены экспериментально определенные в ОТИХП зависимости вязкости растворов.

Изменение вязкости масла в картере компрессора подчиняется более сложной зави-



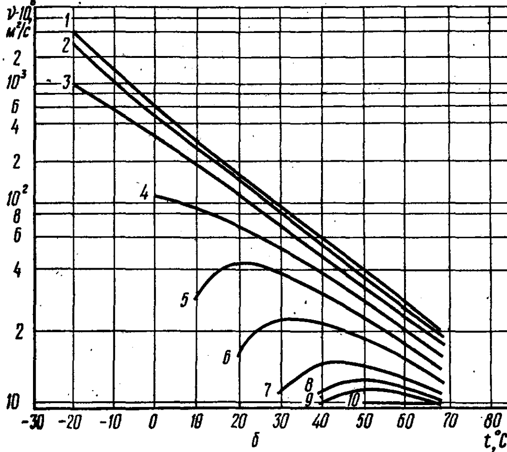


Рис. VIII-19. Зависимость вязкости растворов масел с холодильными агентами от температуры при p=const:

а — R22—ХА 30; *б* — R22—ХС 40; *1* — 50 кПа; *2* — 100 кПа; *3* — 200 кПа; *4* — 400 кПа; *5* — 600 кПа; *6* — 800 кПа; *7* — 1,2 мПа; *8* — 1,2 мПа; *9* — 1,4 мПа; *10* — 1,6 мПа.

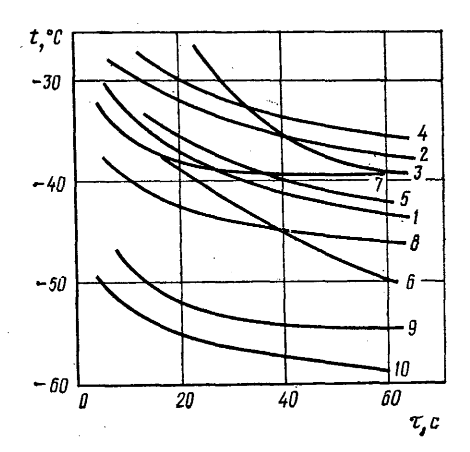


Рис. VIII-20. Подвижность масел и смесей масел с холодильными агентами в U-образной трубке:

1 — ХС 40; *2* — ХС 25; *3* — ХСН 40; *4* — ХА 30; *5* — ХА 30 + 5,6% R22; *6* — ХА 30 + 8,9% R22; *7* — ХФ 12-16; *8* — ХФ 12-16 + 10% R12; *9* — ХФ 22с-16; *10* — ХФ 22с-16 + 5% R502.

Таблица VIII-13

Значения коэффициентов a_1, a_2, a_3 в уравнении (VIII-4)

Холодильный агент	a_1, см	a_2, см	a_3, см
R11	7,6576	7,9325	6,3533
R12	9,4660	2,1865	16,1040
R13	8,9777	—0,5714	11,9697
R13B1	9,8018	0,0794	19,6937
R22	5,4063	21,2976	—6,0043
R23	7,8403	9,4325	6,4815
R114	10,8333	2,5000	41,6667
R115	8,5000	15,0000	0

симости. При заданном постоянном давлении в картере содержание холодильного агента в масле увеличивается с понижением температуры и вязкость снижается. При повышении температуры содержание холодильного агента в масле уменьшается и вязкость раствора приближается к вязкости чистого масла, поэтому дальнейшее повышение температуры приводит к уменьшению вязкости масла. Каждому давлению в картере соответствует температура, при которой раствор имеет наивысшую вязкость (рис. VIII-19).

Подвижность растворов. Растворенный в масле холодильный агент улучшает подвижность масла, что особенно важно при низких температурах. С увеличением концентрации холодильного агента температура текучести растворов понижается (рис. VIII-20). Это позволяет использовать масла при температурах более низких, чем температура текучести чистого масла.

Диаграмма энтальпия — концентрация. Диаграммы i — ξ растворов (диаграммы состояния) характеризуют зависимость термодинамических характеристик смесей (раст-

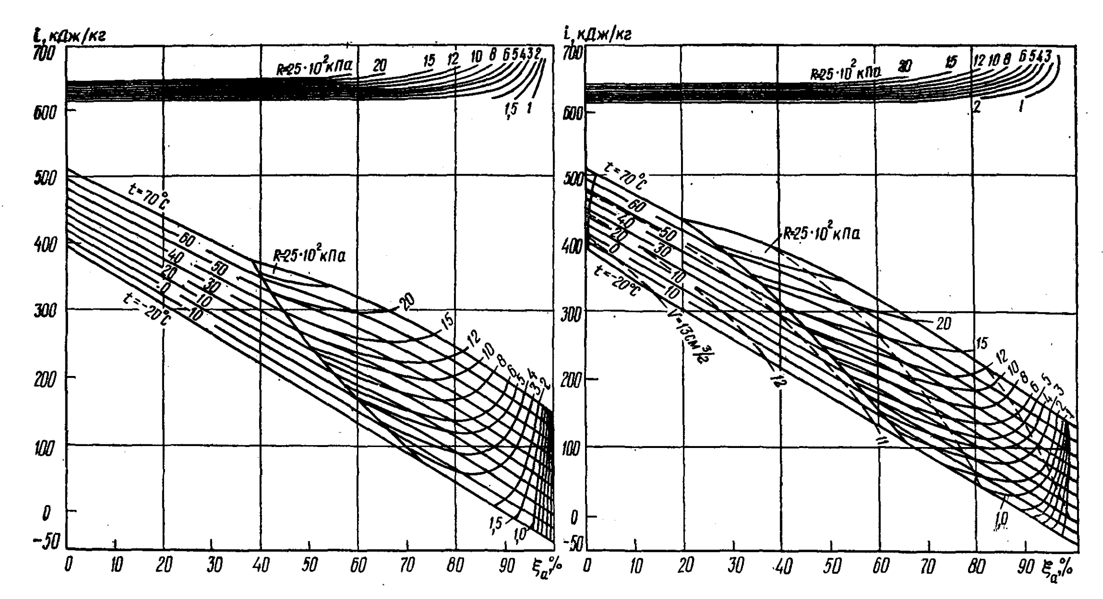


Рис. VIII-21. Диаграмма энтальпия — концентрация растворов масел с холодильными агентами: *а* — R22—ХА 30; *б* — R22—ХС 40.

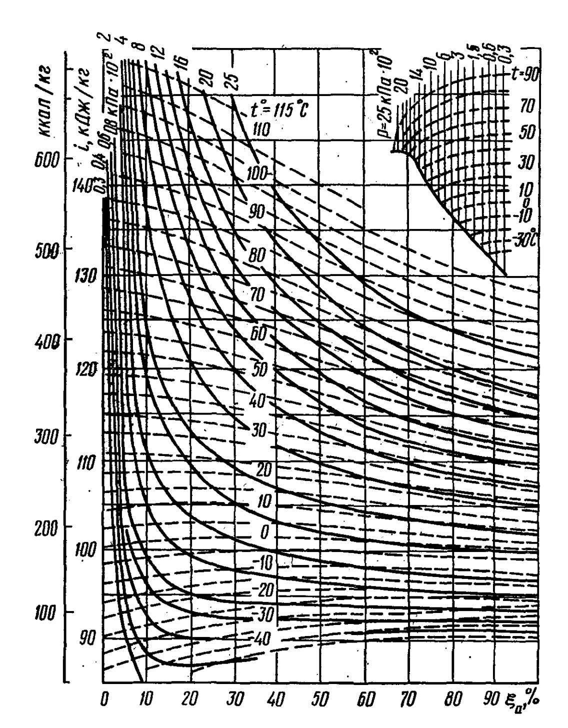


Рис. VIII-22. Диаграмма i—ξ Бамбаха для раствора R12 с минеральным маслом.

воров) масел с холодильными агентами от состава смеси.

Диаграммы i — ξ строят на основе экспериментальных данных. На рис. VIII-21 приведены диаграммы i — ξ для смесей масел ХА 30, ХС 40 с R22, на рис. VIII-22 диаграмма i — ξ для смеси R12 с маслом [10].

Диаграммы состоят из двух частей: верхняя часть для газовой фазы раствора, нижняя — для жидкой. В газовой фазе находится практически чистый перегретый пар холодильного агента, так как давление паров масел мало. С помощью диаграммы по известным p и T определяют состав жидкой фазы кипящего раствора и энтальпию жидкой фазы. По диаграмме можно рассчитать и построить практически все рабочие процессы, происходящие в маслозаполненных винтовых и ротационных компрессорах и в теплообменных аппаратах холодильных машин. При использовании диаграммы i — ξ для расчетов необходимо учитывать, что они построены для равновесных состояний растворов, которые не достигаются в реальных процессах.

ИСПЫТАНИЯ МАСЕЛ

Для допуска к применению масла проходят цикл испытаний. Испытания состоят из последовательных этапов: лабораторные, стендовые и эксплуатационные испытания.

Таблица VIII-14

Перечень методов испытаний масел для холодильных машин

Показатели	Стандарты, методы				
	СССР ГОСТ	США	ФРГ	ГДР	ИСО
Кинематическая вязкость	33—66	Д-88 Д-445	51561 51562	0—51561 0—51562	3104—76
Индекс вязкости	Таблица значения индекса вязкости	Д-567 Д-2270	—	—	—
Плотность	3900—47 —	Д-287 Д-363	— —	— —	3675—76
Кислотное число	5985—59 —	Д-1613 Д-74	51558 (часть I)	0—51558	— —
Содержание водорастворимых кислот и щелочей	6307—75	—	—	21132	—
Число омыления	17362—71	Д-94	51559	0—51559	—
Щелочность	11362—76				
Температура вспышки в открытом тигле	4333—48	Д-92 (93)	51584	0—51584	2592—73
Температура застывания	20287—74	—	51583	0—51583	—
Температура текучести в U-трубке	Метод ОТИХП	Д-97	51568	0—51568	3016—74
Цвет	20284—74	Д-156 Д-1209 Д-15401	—	—	2160—72
Содержание воды	1547—74 2477—65	Д-1364	51777 (часть I) 51552	20006	—
Содержание механических примесей	10577—78	—	—	—	—
Зольность	1461—75	—	E№7	—	—
Содержание смол	2550—44	—	51557	11823	—
Коксовый остаток по Конрадсону	19932—74	—	51551	0—51551	—
Склонность к образованию отложений на наклонной плите	Метод ГОСНИИГА	—	—	—	—
Антикоррозийные свойства	2917—76 19199—73	Д-130	—	14818	2160—72
Содержание серы	1431—64 или 1437—75	—	—	—	—
Анилиновая точка	12329—77	—	—	—	—
Показатель преломления при 20°С	на рефрактометре ИРФ-22	—	—	—	—
Противозадирные и противоизносные свойства	9490—75	—	—	—	—
Стабильность при окислении в автоклаве под давлением	Метод ВНИИНП	—	—	—	—
Термоокислительная стабильность	23175—78	Д-943	—	—	—
Фракционная разгонка	10120—71	—	E4c24	—	—

Продолжение табл. VIII-14

Показатели	Стандарты, методы				
	СССР ГОСТ	США	ФРГ	ГДР	ИСО
Групповой состав методом разделения на силикагеле или по УФ спектрам	Метод ВНИИНП	—	—	—	—
Пробивное напряжение	6581—75	Д-877	—	—	—
Вспениваемость	—	Д-892	—	—	—
Содержание шлаков	—	—	51575	0—51575	—
Отбор пробы	—	Д-270	51562	0—51562	—
Давление насыщенных паров	15823—70	—	—	—	—
Температура помутнения в смеси с холодильным агентом	5546—66	—	51351	209	3015—74
Стабильность масел в смеси с холодильным агентом	Метод ОТИХП	—	51593	15280	—
Содержание нерастворимых веществ (в R 12)	—	—	51590 (часть I)	0—51590	—

Лабораторные испытания проводятся для определения основных физико-химических свойств и специфических характеристик масел. Они проводятся по показателям и в соответствии с комплексом методов квалификационной оценки масел для холодильных машин, утвержденным Госстандартом СССР. В табл. VIII-14 приведен перечень методов лабораторных испытаний.

По результатам лабораторных испытаний дается предварительное заключение о соответствии масла заданным характеристикам.

Стендовые испытания служат для подтверждения результатов лабораторных испытаний, а также для уточнения служебных и эксплуатационных свойств, которые недостаточно характеризуются лабораторными испытаниями. В задачи стендовых испытаний входят подтверждение стабильности масел в реальных условиях, оценка взаимодействия с конструкционными, уплотнительными и электроизоляционными материалами, уточнение противоизносных и противозадирных качеств, уточнение пенообразующих свойств и влияние их на работу системы смазки, оценка влияния на теплотехнические характеристики холодильной машины, оценка циркуляции масла по холодильной системе, оценка ресурса использования масла без замены.

Эксплуатационные испытания являются завершающим этапом и служат для подтверждения соответствия свойств и характеристик промышленной партии масла заданным требованиям и результатам лабораторных и стендовых испытаний. По результатам эксплуатационных испытаний вновь разработанное масло или масло с измененным исходным сырьем и технологией производства по решению Госстандарта допускается к применению.

ПРИМЕНЕНИЕ МАСЕЛ

Применяемые масла должны удовлетворять следующим основным требованиям [5, 18, 23, 34]: стабильность в смеси с холодильным агентом при длительной эксплуатации в рабочем диапазоне температур и давлений; хорошие противоизносные и противозадирные качества; достаточно высокие вязкость и индекс вязкости; достаточно низкие температуры застывания; низкая (не выше температуры кипения в холодильной машине) температура помутнения в смеси с холодильным агентом, инертность к применяемым материалам; степень растворимости масла с холодильным агентом при низких и высоких температурах должна быть достаточной, чтобы обеспечить нормальную циркуляцию масла в системе при заданных t_0 и $t_к$ с учетом конструктивных особенностей холодильной машины.

В зависимости от условий применения масла разделяют на два класса [43]: класс А —

Таблица VIII-15

Классификация масел по условиям применения и требования к качеству масел

Показатели	Класс А	Класс Б: группа I	группа II	группа III	группа IV
		Минимальная температура кипения и основные холодильные агенты			
		—30°C, R11, R12, R22, R114, R502	—40°C, R22, R502	—70°C, R13B1, R22, R502	—100°C, R13B1, R13
	типы масел				
	минеральные	минеральные	минеральные, углеводородные, синтетические	углеводородные, синтетические, минеральные**	синтетические
Вязкость кинематическая при 50°C*, мм²/с					
не менее	25	16	16	16	14
не более	35	55	40	40	35
Температура застывания, °C					
при минимальной вязкости	—30	—35	—45	—70	Ниже —80
при максимальной вязкости	—30	—25	—35	—55	» —80
Внешний вид	Прозрачные				
Температура вспышки в открытом тигле, °C, не ниже	160	160	160	160	160
Содержание водорастворимых кислот и щелочей	Отсутствуют				
Кислотное число, мг KOH/на 1 г масла, не более	0,08	0,03	0,03	0,03	0,03
Число омыления, мг KOH/на 1 г масла, не более	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Зольность, %, не более	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
Содержание смол, %, не более	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Анилиновая точка, °C, не ниже	75	75	75	75	75
Содержание механических примесей	Отсутствуют				
Содержание воды	Отсутствуют				
Стабильность в смеси с холодильным агентом	—	Выдерживает			
Содержание серы, масса, % не более	—	0,2—0,3	0,2—0,3	0,2—0,3	0,2—0,3
Индекс вязкости масел, не менее					
минеральных		Не нормируется			
углеводородных	—	—	110	110	—
синтетических	—	—	—	—	120
Температура помутнения с R12, °C, не выше	—	—	—	—	—
Цвет минеральных масел марок NPA, не более	4	$1-1\frac{1}{2}$	$1-1\frac{1}{2}$	$1-1\frac{1}{2}$	$1-1\frac{1}{2}$
Пробивное напряжение	—	Норма устанавливается по фактической величине			
Плотность при 20°C, г/см³	Норма устанавливается по фактической величине				
pH неводного раствора	—	—	—	—	6,5—7

* Вязкости минеральных масел должны соответствовать ряду вязкостей по классификации ИСО (МС 3448—1975 Е).

** Минеральные масла, хорошо растворяющиеся с холодильным агентом при низких температурах, могут быть отнесены к группе III с температурой застывания выше — 55°C.

для аммиачных холодильных машин; класс Б — для машин, работающих на галоидопроизводных углеводородах (фреонах, или хладонах).

Масла класса Б подразделяют условно на 4 группы в соответствии с табл. VIII-15. Каждая группа состоит из масел с низкой и повышенной вязкостью, последние используются при высоких температурах конденсации и при напряженных температурных условиях в компрессоре.

Масла группы I предназначены для использования при температурах кипения до —30°С.

Масла группы II предназначены для использования в одноступенчатых низкотемпературных холодильных машинах, работающих на R22 и R502. Масла этой группы должны быть достаточно вязкими и сохранять подвижность при температурах ниже —30°С. В минеральных маслах ограничивается содержание нерастворимых в холодильном агенте веществ (температура помутнения). Поскольку минеральные масла не всегда удовлетворяют всем требованиям, для этих холодильных машин используют также углеводородные и синтетические масла.

Масла группы III предназначены для использования в одно- и двухступенчатых холодильных машинах; при температурах кипения ниже —55°С применяют в основном углеводородные и синтетические масла.

Масла группы IV состоят практически из синтетических низкозастывающих жидкостей, используемых в нижней ветви каскадных холодильных машин, работающих на R13, R502, R13B1.

В соответствии с классификацией в табл. VIII-16 приведены масла для холодильных машин.

Таблица VIII-16

Применяемость масел

Масла	Класс А	Класс Б			
		Группа I	Группа II	Группа III	Группа IV
Отечественные	ХА 23, ХА 30 (ГОСТ 5546—66), ХМ 35 (ТУ 38-40-1119—75)	ХФ 12-16, (ГОСТ 5546—66), ХМ 50, ХМ35	ХА 23, ХА 30, ХМ 35, ХС 40(ТУ 38-101763—78) ХС 50(ТУ 38-401113—75)	ХФ 22-24, ХФ 22с-16 (ГОСТ 5546—66), ПФГОС 4, (ТУ 6-02-1-174—70), ХСН 40	ФМ 5,6-АП (ГОСТ 14361—69), ПМТС 5, жидкость № 166—43; (ТУ 6-02-990—75)
Зарубежные	Gargoyle Arctic Oil 300, Shell Clavus-29, Shell Clavus-33	Suniso 4GS, Suniso 5GS, Shell Clavus 33 D6 B3B, Capella C	Suniso 4GS, Shell Oil 12-22, Shell Clavus 929, Shell Clavus 933, Capella D, 51 KM33	Suniso 3GS, KMH, ZEPHRON 150	Flusil S 55K

Примечание. При необходимости в группе I могут быть применены также масла II, III, IV групп, в группе II — масла III, IV групп, в группе III — масла IV группы.

Применение масел в аммиачных холодильных машинах

Слабая растворимость аммиака в масле приводит к быстрому расслаиванию раствора. При этом масло тонет, оказывается на дне аппаратов и емкостей, вследствие чего в аммиачных машинах отсутствует проблема возврата масла из конденсаторов и ресиверов. В маслоотделителях после компрессоров возможно хорошее отделение масла от аммиака и возврат его в компрессор. Однако некоторая часть масла проникает через маслоотделитель (в основном в парообразном виде), особенно если используется минеральное масло с высокой упругостью пара и низкими температурами вспышки. В рабочих условиях из маслоотделителя уносятся наиболее легкие фракции минеральных масел, которые попадают в испарительную систему. Если масло, с течением времени накопившееся в испарительной системе, выводится из нее, но не возвращается в компрессор, то оно постепенно обогащается тяжелыми фракциями, вязкость его

увеличивается. В эксплуатации аммиачных компрессоров П220 отмечено повышение вязкости масла ХА 30 в картере до $55 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Повышение вязкости благоприятно отражается на смазывающих качествах масла, однако при этом в масле (в картере или маслосборнике) постепенно накапливаются продукты термического разложения масла, снижающие надежность работы клапанов и системы смазки. Масло быстрее темнеет и требует замены.

Вследствие высокого температурного уровня аммиачных поршневых компрессоров к маслам, используемым в этих машинах, предъявляют жесткие требования в отношении их термической стабильности в присутствии воздуха, влаги и металлических катализаторов. Хотя прямых реакций между аммиаком и маслом не происходит, недостаточная термическая стабильность масел приводит к образованию амидов, образованию отложений и коксованию на горячих клапанах, эмульсий в испарителях. Малая растворимость аммиака в маслах способствует залеганию их в испарительных системах при низких температурах.

Однако широкое применение аммиака в основном в крупных промышленных установках с сильно разветвленными испарительными системами, в которых наблюдаются значительные потери масла, обусловливает применение для аммиачных машин сравнительно дешевых минеральных масел. С учетом сравнительно небольшого ресурса использования масла в аммиачных машинах без замены (для высококачественных масел не более 1 года эксплуатации компрессора) определяющими характеристиками для использования их в аммиачных компрессорах являются противоизносные и противозадирные качества. В отечественной практике для современных аммиачных холодильных машин рекомендуются главным образом минеральные масла ХА 30 и ХМ 35 (см. табл. VIII-1).

Вода в аммиаке полностью растворяется, однако ее присутствие всегда нежелательно из-за отрицательного влияния на стабильность масла.

Применение масел во фреоновых холодильных машинах

К химической стабильности масел, используемых в холодильных машинах, работающих на фреонах, предъявляют жесткие требования. Чем выше температурный уровень компрессора (температуры нагнетания, обмоток встроенного электродвигателя, масла), тем выше должна быть стабильность масла в смеси с используемым холодильным агентом. При одинаковых температурах R12 более склонен к разложению чем R22 [5], однако, температурный уровень компрессоров при работе на R22 значительно выше. Поэтому масла, применяемые в холодильных машинах, работающих на R22, должны быть более качественными, иметь более высокую степень очистки от нестабильных компонентов.

Ухудшение качества масла в результате химических реакций отражается на изменении его состава и вызывает повышение кислотности. К недопустимому повышению кислотности масла и его потемнению быстро приводит увлажнение системы. Наиболее чувствительны к присутствию влаги в холодильной машине минеральные масла [6]. Поэтому холодильные машины, работающие на фреонах, должны быть особенно тщательно осушены, так же, как и заправляемые в них масло и холодильный агент. Для осушки системы в процессе работы в машинах предусматривают фильтры осушители, наполненные поглотителями. Адсорбирующие вещества (силикагель, цеолиты) одновременно предназначены для поглощения кислот [7, 8]. В наиболее ответственных случаях осушка масла производится под вакуумом с нагревом до 50—70°С. Критерием сухости масла может быть его пробивное напряжение, которое определяется для каждой марки масла при содержании воды не более 0,03% по массе.

Продолжительная работа холодильной машины на некачественном масле может привести к взаимодействию масел с металлами, плакированию медью стальных поверхностей (омеднению) [28], разрушению уплотнительных деталей, ухудшению качества электроизоляционных материалов и пробою обмоток встроенных электродвигателей. В свою очередь при взаимодействии масел с материалами могут выделяться вещества в еще

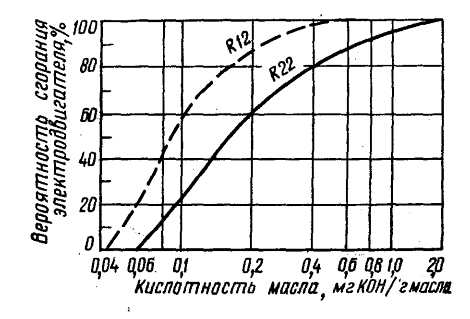


Рис. VIII-23. Зависимость частоты сгорания встроенных электродвигателей от кислотного числа используемого масла [41].

большей степени повышающие агрессивность масла. Так, при воздействии окисленных масел и холодильного агента на материалы изоляции обмоток из последних выделяются CO и CO_2, которые при попадании в масло увеличивают его кислотность [41].

Экспериментальными исследованиями показано, что вероятность выхода из строя встроенного электродвигателя возрастает с повышением кислотности масла [28, 41]. Принято считать, что кислотность масла, предназначенного для использования в герметичных и бессальниковых компрессорах не должна превышать 0,06 ÷ 0,1 мг КОН/г масла (рис. VIII-23).

Влияние растворимости масел в холодильных агентах на работу холодильных машин

Взаимная растворимость масла с холодильными агентами оказывает существенное влияние на характеристики и работу холодильной машины и компрессора: холодопроизводительность, энергетические показатели, пусковые характеристики компрессора, теплообмен в аппаратах, циркуляцию масла, надежность компрессора.

Снижение холодопроизводительности. Растворенное в жидком холодильном агенте масло снижает холодопроизводительность холодильной машины. Поскольку давление раствора холодильного агента с маслом в испарителе обычно ниже давления чистого холодильного агента, при заданной температуре кипения давление и действительная холодопроизводительность компрессора оказываются ниже, чем при работе на чистом холодильном агенте [27].

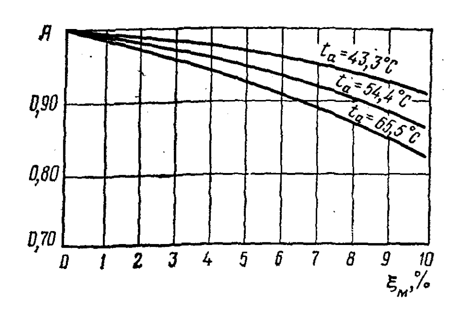


Рис. VIII-24. Зависимость холодопроизводительности компрессора от содержания масла, циркулирующего с R12 в холодильном цикле при t —1°С и подогреве пара 11°С [13]:

A — поправочный коэффициент на снижение производительности; $\xi_м$ — содержание масла в R12; $t_а$ — температура жидкости.

Полезная холодопроизводительность падает с увеличением концентрации масла в циркулирующем холодильном агенте [5] и с уменьшением кажущегося перегрева в испарителе (рис. VIII-24, табл. VIII-17).

Таблица VIII-17

Соотношение теоретических холодопроизводительностей раствора R12 — масло и чистого R12(t_0= —35,5°С, p_0 = 80 кПа, $t_к$ = 25°С)

Массовая концентрация масла перед регулирующим вентилем, %	Конечная температура испарения, °С				
	—35	—30	—20	0	20
2	89,4	95,6	96,8	97,5	98,2
6	67,1	86,4	90,0	92,2	94,0

В кожухотрубных испарителях для нормальной работы терморегулирующих вентилей (ТРВ) и возврата масла обеспечивается перегрев пара на 1 ÷ 5° С. Из испарителя масло возвращается в компрессор с растворенным холодильным агентом. Компрессор всасывает холодильный агент, выделяющийся в результате выпаривания его из масла. Использование в холодильной машине регенеративного теплообменника позволяет снизить перегрев пара в испарителе и за счет этого получить дополнительное охлаждение жидкого раствора после конденсатора. В регенеративном теплообменнике происходит выпаривание (доиспарение) оставшегося во всасывающем тракте раствора до концентрации, соответствующей состоянию раствора (масла) в картере компрессора. Процесс доиспарения позволяет увеличить степень регенерации и практически свести к минимуму вредное влияние циркуляции масла на объемные характеристики компрессора [26, 10].

Снижение КПД компрессора. Наибольшее влияние оказывает балластный (растворенный) холодильный агент во впрыскиваемом масле в маслозаполненных винтовых и ротационных компрессорах. Подробно вопросы влияния на рабочие процессы и характеристики маслозаполненных компрессоров излагаются в специальных разделах справочника (главы II и IV).

Пусковые характеристики компрессора. Во время пуска компрессоров при резком понижении давления в картере происходит вскипание масла (раствора). Образуется пена, нарушающая работу маслонасоса и всей системы смазки. Одновременно происходит

переохлаждение раствора в картере до температуры ниже температуры всасывания в компрессор. Концентрация холодильного агента в масле становится ниже равновесной. Холодильный агент начинает адсорбироваться маслом до насыщенного состояния, причем, концентрация холодильного агента может стать выше первоначальной (до пуска компрессора). Ненадежная работа компрессора с высоким содержанием холодильного агента в холодном масле будет продолжаться, пока температура масла не поднимется и концентрация холодильного агента в нем не снизится до безопасных для работы системы смазки величин. В современных компрессорах, работающих на фреонах, для повышения надежности применяют подогреватели масла в картере.

Теплообмен в аппаратах. Из-за наличия масляной пленки на поверхностях труб кожухотрубных теплообменных аппаратов снижаются коэффициенты теплоотдачи при конденсации и кипении [10].

Теплоотдача при конденсации ухудшается с повышением концентрации масла. Теплоотдача при кипении в объеме с увеличением концентрации масла также ухудшается (рис. VIII-25).

С повышением вязкости масла ухудшается теплоотдача при кипении и конденсации вследствие увеличения толщины масляной пленки на трубках. Условия теплопередачи в конденсаторах и испарителях при использовании масел, хорошо растворяющихся в холодильных агентах, лучше, чем при использовании масел с ограниченной растворимостью. В испарителях с кипением внутри труб при малых концентрациях масла (до 3 ÷ 4%) коэффициенты теплоотдачи несколько увеличиваются (рис. VIII-26) за счет улучшения формы потока и лучшей смачиваемости теплопередающих поверхностей.

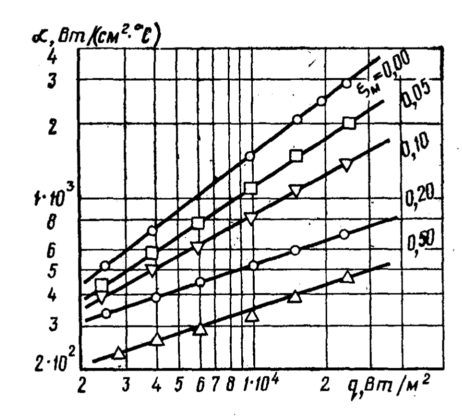


Рис. VIII-25. Зависимость коэффициента теплоотдачи α от теплового потока q при кипении R22 с различным содержанием масла ХФ22с-16 [1].

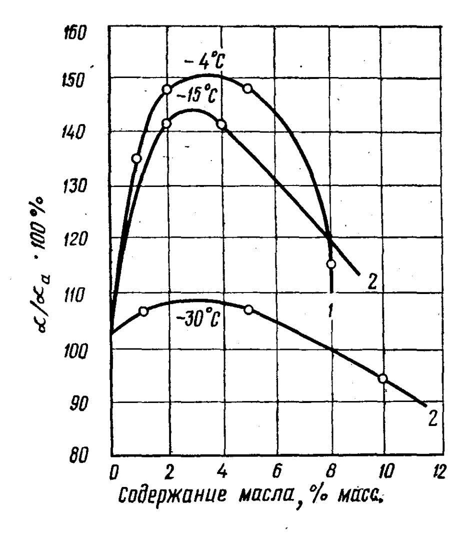


Рис. VIII-26. Зависимость отношения коэффициентов теплоотдачи при кипении в трубке раствора α и чистого холодильного агента α_a от массовой концентрации масла $\xi_м$:

1 — по Грину и Фурсе; *2* — по Ворзе—Шмидту.

Циркуляция масла в системе. Растворимость масла с холодильным агентом имеет важное значение для нормальной циркуляции масла и возврата его в компрессор.

Для нормальной работы автоматизированной холодильной машины необходимо соблюдать следующие условия:

при установившемся режиме количество выбрасываемого компрессором масла за единицу времени должно за тот же период возвратиться в картер компрессора или в агрегат;

состояние раствора, возвращаемого в картер, должно быть как можно ближе к состоянию его в картере компрессора, чтобы при смешении влияние доиспарения и вспенивания раствора сводилось к минимуму.

В холодильной машине, в которой обеспечивается возврат всего масла со всасывающей линии, независимо друг от друга должны выполняться соотношения:

$$G_{a1}\xi_{м1} = G_{a2}\xi_{м2};$$

$$\xi_{м2} = \xi_{м3} = \xi_{м4},$$

где G_{a1} — количество раствора холодильного агента и масла, выталкиваемого компрессором кг/ч;

G_{a2} — количество не испарившегося в испарителе холодильного агента в растворе;

$\xi_{м1}$ — концентрация масла в растворе на выходе из конденсатора;

$\xi_{м2}$ — концентрация масла в жидком растворе на выходе из испарителя;

$\xi_{м3}$ — концентрация масла в картере;

$\xi_{м4}$ — концентрация масла на выходе из компрессора.

Для выравнивания концентрации растворов во всасывающем трубопроводе и в картере компрессора необходимо доиспарить чистого агента в количестве:

$$\Delta G = G_{a2}\left(1 - \frac{\xi_{м2}}{\xi_{м3}}\right).$$

Поскольку количество уносимого компрессором масла сравнительно мало зависит от режима работы машины (t_0, $t_к$), доля уносимого масла по отношению к количеству циркулирующего холодильного агента увеличивается с понижением t_0. По этой причине, а также с учетом ухудшения растворимости масла при низких температурах, обеспечение бесперебойной циркуляции масла в низкотемпературных холодильных машинах усложняется.

Уносимое масло не должно накапливаться в конденсаторе или ресивере. Этому условию в наибольшей степени удовлетворяют масла с неограниченной растворимостью в холодильном агенте при температурах конденсации. К таким маслам, используемым в сочетании с R22, принадлежит ХФ22с-16, ХФ 22-24, ХМ 35, ХСН 40, ПФГОС 4 (см. рис. VIII-12, VIII-13).

При использовании масел с ограниченной растворимостью в области температур конденсации возможно залегание масла в конденсаторе, особенно при узкой левой области на кривой расслоения.

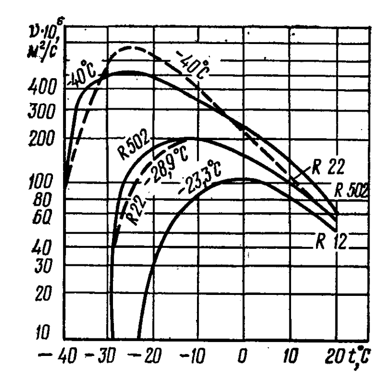


Рис. VIII-27. Изменение вязкости раствора в испарителе или во всасывающем тракте при p=const при работе на R12, R22, R502.

Возврат масла из испарителей в компрессор. Возврат масла из испарителей происходит лучше всего у масел с неограниченной растворимостью при заданных температурах кипения холодильной машины. Условия для возврата улучшаются при использовании маловязких масел и масел с хорошим пенообразованием, поскольку они легче захватываются потоком всасываемого холодильного агента.

Для возврата масла из испарителя в компрессор большое значение имеют характеристики раствора, насыщенного холодильным агентом в перегретом состоянии (см. p—t—ξ диаграммы).

На входе в испаритель масло растворяется в холодильном агенте, при этом вязкость раствора близка к вязкости чистого холодильного агента (рис. VIII-27). По мере того, как жидкий холодильный агент проходит испаритель, он нагревается. К концу кипения остается насыщенное холодильным агентом масло. В кожухотрубном испарителе оно находится в самом верхнем слое, который захватывается потоком во всасывающую магистраль. Когда начинается испарение (выпаривание) холодильного агента из масла, вязкость раствора резко возрастает, но при дальнейшем движении по всасывающему тракту оно подогревается и вязкость постепенно падает. Подогрев должен быть таким, чтобы вязкость масла (раствора) оказалась достаточно низкой для возврата в компрессор. Участок трубопровода, на котором вязкость достигает максимального значения, определяет возможность или невозможность возврата масла [26].

Экспериментальные данные показывают, что температура, соответствующая максимальной вязкости во всасывающем тракте, при работе на R22 и R502 выше температуры испарения в среднем на 20° С. Как видно из рис. VIII-27, различия вязкости растворов с R22 и R502 незначительны. Поэтому для холодильных машин, работающих на R502, сохраняются практически те же условия возврата масел, что и при работе на R22.

К трубопроводам фреоновых машин предъявляют дополнительные требования для обеспечения циркуляции масла. Диаметр вертикальных труб (в м), обеспечивающих однонаправленное движение газовой и жидкой фазы с минимальным градиентом давления, достаточно точно определяется из соотношения:

$$d_{тр} = 0,66\left(V_a{}^2 \cdot \frac{\rho_a}{\rho_{см}}\right)^{0,2},$$

где V_a — объемный расход пара, м³/с

ρ_a и $\rho_{см}$ — плотности пара холодильного агента и раствора, кг/м³.

Регенерация масел

В процессе регенерации из масел удаляются продукты их старения, разложения, химического взаимодействия, с холодильными агентами, механические примеси, вода. Очистке подвергают масла с кислотным числом, отличающимся от кислотности чистого масла более, чем на 0,3 мг КОН на 1 г масла и содержанием смол более 0,3%.

Для регенерации отработавших масел применяют в основном два способа очистки: перколяционный и контактный. В первом способе восстанавливаемое масло фильтруется через слой адсорбента. При контактной очистке отработавшее масло при 70 ÷ 75°С смешивается с порошкообразным адсорбентом в течение определенного времени, а затем освобождается от него на фильтр-прессе. Регенерированное масло подвергается глубокой осушке и фильтрации от механических примесей.

Эффективными адсорбентами являются окись алюминия Al_2O_3 (основная, щелочная, нейтральная), цеолиты (CaA — промышленный, CaA—4В, CaEH—4В), силикагели (общепромышленный индикаторный), активированный уголь, аниониты. Частичная регенерация масел может производиться непосредственно в работающей холодильной машине, в которую встраивают соответствующие фильтры с адсорбентами. Промышленность выпускает для мелких потребителей установки для частичной очистки отработавших масел РМ-50-62, РМ-100, РМ-250.

Смеси масел

Для направленного изменения характеристик смазывающей жидкости иногда применяют смеси масел. Чаще всего используют смеси минеральных масел с синтетическими. Применением синтетических добавок к минеральным маслам достигаются повышение стабильности в смеси с холодильным агентом, повышение вязкости и индекса вязкости, улучшение подвижности масла при низких температурах, улучшение растворимости с холодильными агентами при низких температурах, снижение пенообразующей способности основного масла, улучшение смазывающих качеств основного масла.

Смеси масел разрабатывают главным образом для низкотемпературных холодильных машин, в которых использование чистых минеральных масел затруднено [35].

Для улучшения смазывающих качеств, повышения вязкости и снижения пенообразования можно рекомендовать добавление углеводородного синтетического масла ХС 40 (см. *табл.* VIII-I). Для улучшения подвижности и растворимости с холодильным агентом при низких температурах рекомендуются синтетические кремнийорганические жидкости ПФГОС4, ПМТС5, ФМ5,6АП. Добавки синтетических масел к маслу ХФ 22-24 недопустимы.

В зарубежной практике для улучшения смазывающих качеств холодильных масел рекомендуется добавление 10 ÷ 20% синтетического масла КМН (см. табл. VIII-1).

Масла для холодильных машин с центробежными компрессорами

Основное требование к маслам для холодильных машин с центробежными компрессорами — обеспечить необходимый режим смазки подшипников и мультипликаторов.

Для смазки используют высококачественные компрессорные, турбинные масла и обычные масла для холодильных машин. С учетом специфики работы холодильных машин с центробежными компрессорами и опыта их эксплуатации на различных холодильных агентах выработаны ограничения и рекомендации в отношении характеристик и качества используемых масел:

допускаются к применению как синтетические, так и минеральные масла;

вязкость масел должна быть не ниже $30 \cdot 10^{-6}$ м²/с при 50°С; для агрегатов со встроенными мультипликаторами желательно применять масла с большей вязкостью ($45 \div 55 \cdot 10^{-6}$ м²/с);

не допускается использовать масла с высоким содержанием серы и масла с нестабильными присадками;

не допускается применение масел, из которых в процессе работы выделяются отложения или осадки в подшипниках и зубчатых передачах;

для всех холодильных машин с центробежными компрессорами независимо от назначения и холодильного агента применяют одни и те же масла. Для низкотемпературных холодильных машин целесообразно применять низкозастывающие холодильные масла.

Для смазки холодильных машин с центробежными компрессорами рекомендуются в качестве основных отечественных компрессорные масла и турбинные КП-8 ТУ 38101543—75, турбинное 30 и турбинное 46 ГОСТ 32—74, а также холодильные масла ХА 30, ХМ 35,

ХМ 50, ХС 40 (см. табл. VIII-1). В зарубежной практике кроме турбинных и компрессорных масел используют высококачественные масла для холодильных машин с повышенной вязкостью.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A, B, C, D, E — коэффициенты;
c — теплоемкость, кДж/(кг·К);
c — содержание фракций в масле, %;
G — массовый поток, кг/с;
g — массовая доля;
H — кинематическая вязкость стандартного масла;
i — удельная энтальпия, кДж/кг;
K — кратность пены;
K — критерий;
L — кинематическая вязкость стандартного масла;
m — масса, кг;
N — мощность, кВт;
n — с нижним индексом D и верхним 20 (n_D^{20}) — коэффициент рефракции (показатель преломления);
n — число атомов в молекуле;
p — давление, Па; с нижним индексом м — упругость паров масла, мм. рт. ст.;
q — плотность теплового потока, кВт/м²;
T — температура, К;
t — температура, °С;
V — объем, м³;
v — удельный объем, м³/кг;
v — испаряемость, кг/с;
α, β — температурные коэффициенты;
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
$\frac{1}{\gamma}$ — температурная функция;
ρ — плотность, кг/м³;
μ — коэффициент динамической вязкости, кг/(м·с);
μ — молекулярная масса;
λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);
ξ — концентрация массовая, %;
τ — время, с (ч);
τ — отношение температур;
ν — коэффициент кинематической вязкости, м²/с;
σ — поверхностное натяжение, Н/м;
ψ — концентрация мольная, %;

Индексы

0 — кипение
20 — при 20° С;
А — ароматические углеводороды;
а — холодильный агент;
ж — жидкий холодильный агент;
ид — идеальный
кр — критический
м — масло
п — пена
см — смесь;
тр — трубопровод;
э — электрический;
х. х — холостой ход;
P — парафины;
p — при постоянном давлении;
N — нафтены;
t — при какой-либо температуре, ° С (цифровой индекс обозначает конкретную температуру)

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Викеев В. А., Потатуев В. К., Киселев Г. Ф. Влияние содержания аммиака на свойства масел, используемых для смазки и уплотнения турбокомпрессоров крупных агрегатов синтеза аммиака мощностью 1360 т/сут. — Азотная промышленность. Сб. реферативной информации, 1975, № 2, с. 11—17.
2. Вейнберг Б. С. О влиянии масла на потери во фреоновом компрессоре. — Холодильная техника, 1970, № 3, с. 8—12.
3. Геллер З. И., Татевосов Г. Д. Удельная теплоемкость холодильных масел. — Холодильная техника и технология,— Киев, 1972, № 2, с. 15—17.
4. ГОСТ 14361—69. Масло ФМ-5, 6АП для холодильных машин.
5. Кавахара Мицуеси, Оикава Акира. Герметичные холодильные установки. — Рейто кутё гидзюцу (Япония), 1973, 24, № 279, с. 9—24.
6. Малкин Л. Ш., Жукоборский С. Л., Казинец В. И. Растворимость воды в смазочном масле ХФ-12. — Холодильная техника, 1966, № 3, с. 30—32.
7. Малкин Л. Ш. Очистка и осушка рабочей среды фреоновых холодильных машин синтетическими адсорбентами. М.: Химия, 1972. — 45 с.
8. Маневич Л. О., Долгов А. Н. Осушка масла цеолитами. — М.: Энергия, 1972. — 62 с.
9. Мельцер Л. З., Дремлюх Т. С. — Экспериментальное исследование растворов Ф-22 со смазочными маслами. — Холодильная техника, 1965, № 2, с. 9—15.
10. Мельцер Л. З. Смазка фреоновых холодильных машин. — М.: Пищевая промышленность, 1969. — 131 с.
11. Мельцер Л. З., Дремлюх Т. С.

Свойства раствора масла ХА-30 и фреона-22. — Холодильная техника, 1975, № 1, с. 27—29.

12. Мельцер Л. З., Дремлюх Т. С. Некоторые свойства систем смазочные масла — холодильные агенты. — В кн.: Холодильная техника и технология, 1966, № 3, с. 22—27.

13. Мельцер Л. З., Дремлюх Т. С., Затворницкий Ю. Г. Пенообразующая способность маслофреоновых растворов. — В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1969, № 13, с. 49—55.

14. Мельцер Л. З., Дремлюх Т. С., Силина Л. Б. Исследование влияния факторов среды холодильного компрессора на стабильность смазки. — В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1975, № 22, с. 29—31.

15. Мельцер Л. З., Геллер З. И. Гунчук Б. В. Вязкость маслофреоновых растворов. — В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1974, с. 41—45.

16. Папок К. К., Рагозин Н. А. Словарь по топливам, маслам, смазкам, присадкам и специальным жидкостям. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Химия, 1975. — 392 с.

17. Порохов В. С. Параметр зависимости вязкости масла от давления. — Химия и технология топлива и масел, 1970, № 12. — 74 с.

18. Разработка и исследование новых масел для холодильных машин / В. И. Сапронов, Т. С. Дремлюх, Д. В. Назарова и др. — Холодильная техника, 1977, № 1, с. 26—32.

19. Таблица значений индекса вязкости смазочных масел. — Комитет стандартов, мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР. М., 1968.

20. Теплофизические свойства холодильных масел и их растворов с фреоном-22/ Л. З. Мельцер, Т. С. Дремлюх, С. К. Чернышов и др. — В кн.: Теплофизические свойства веществ и материалов. М., 1977, вып. II, с. 99—118.

21. Черножуков Н. И., Крейн С. Э., Лосиков Б. В. Химия минеральных масел. — М.: Химия, 1966. — 415 с.

22. Циклис Д. С., Горюнова Н. П. Растворимость смазочного масла в жидком аммиаке. — Труды ГИАПа, вып. XII, М, 1971, 85 с.

23. Bauer G. T. Developing ASHRAE Standarts for Refrigerating Oils. — ASHRAE Journal, 1969, N°5, pp. 52—53.

24. Elsey H. M., Flowers L. C., Kelley J. B. A Metod of evaluating refrigerator oils. — Refrigerating engineering, 1952, N°7.

25. Chochorowski E. Zum problem der Ölruckführung in Kompressionskälteanlagen. — Kältetechnik — Klimatisierung, 1969, N°10.

26. Cooper W. D. Oil return in low temperature refrigeration sistem. — Refrigeration and Air Conditioning, 1972, N°12, pp. 47—55.

27. Cooper W. K., Mannt A. G. The Effect of Oil Curculation on Compressor Capasity. — ASHRAE Journal, 1972, N°10, pp. 39—47.

28. Handbuch der Kältetechnik. — Berlin, 1956, t. 4, Springer, ss. 137—232.

29. Heide R. Ermittlung der Wärmeluftfähigkeit von Kältemitteln, Kälteolen und deren Gemischen. — Luft—und Kältetechnik, 1972, N°3, ss. 51—72.

30. Heide R., Lippold H., Hackstein G. Die physikalischen Eigenschaften eines neuen Kältemaschinenöls und die seiner Gemische mit R22 und R502. — Luft und Kältetechnik, 1974, ss. 44—48.

31. Henrici H., Mall K. Termodynamische Eigenschaften von Gemischen aus Trifluormonobrommethan (R13B1) und Ölen. — Kaltetechnik—Klimatisierung, 1970, N°8, ss. 259—263.

32. Hirschberg H. G. Determining the Viscosity of mixtures of mineral oil and Refrigerants. — Sulzer Technical Revuew, 1964, N°2, ss. 141—167.

33. Hesse H. Untersuchungen über den Wärmeübergang bei Verdampfen von R114 und R114 — Öl — Gemischen an einem horisontalen Glattror. — Kältetechnik—Klimatisierung, 1971, N°2, ss. 54—58.

34. Huttenlocher D. F. Bench scale test procedure for hermetic compressor lubricants. — ASHRAE Journal, 1969, N°6, pp. 85—89.

35 Huile synthetique de refrigeration «ZEPHROH» 150. — Revue Generale du froid, 1977, N°3, ss. 128—146.

36. Hypko A. Welhe Bedeutung haben die einzelnen Ölkennwerte für die Charakterisierung der Kältemaschinenöle. — Luft — und Kältetechnik, 1976, N°5, ss. 255—260.

37. Hypko A. Chemische Reaktionen zwischen Kältemaschinenölen und R—Kältemitteln. — Luft — und Kältetechnik, 1977, N°4, ss. 210—215.

38. Löffler H. J. Der Einfluß der physikalischen Eigenschaften von Mineralölen auf der Mischbarkeit mit den Kältemitteln R22. — Müller Verlag, Karlsruhe, 1957.

39. Löhner K., Ölverbrauch, Öldampfdruck und Flammpunkt bei Ölgekühlten Drehkolbenverdichtern. — VDI, 1964, N°20, ss. 867—870.

40. Kriebel M., Löffler H. I., Mat-

this H. Termodynamische Eigenshaften binärer Gemische aus Tetrafluordichlorathan (R114) und Kältemaschinenölen. — Kältetechnik—Klimatisierung, 1966, N°7, s. 208—211.

41. Mall K. Untersuchungen angealterten Kältemaschinenölen und gasförmigen Reaktionsprodukten aus Motorcompressoren. — Kältetechnik Klimatisierung, 1971, N°2, ss. 58—63.

42. Pielke R. Die Ölruckführung in Kältemittel—Saügleitungen bei Kälteanlagen mit Leistungspegueljeneng. — Ki. Klimakälte ingenieur, 1973, N°7, ss. 13—16.

43. Steinle H., DIN51503. Kältemaschinenölen, Mindestandforderungen, Neufassung. — Kältetechnik, 1964, N°4, p. 133—149.

44. Steinle H. Bestimmung der Kältemitteln Beständigkeit von Kältemaschinenölen. — Philipp — Test, Entwurf, DIN51593.

45. Jaeger H. P. Termodinamische Eigenschaften binarer Gemische aus Kältemaschinenölen und Monofluortrichlormethan (R11). — Kältetechnik —Klimatisierung, 1969, N°10, ss. 302—306.

46. Jaeger H. P. Empirische Methoden zur Vorausberechnung termodynamische Eigenschaften von Öl — Kältemittel — Gemischen. — Kältetechnik — Klimatisierung, 1973, N°2, ss. 35—52.

47. Jaeger H. P. Über den Verlauf der Löslichkeitsgenzen von Öl — Kältemittel — Gemischen in kritischen Gebiet. — Kältetechnik—Klimatisierung, 1973, N°3, ss. 73—77.

48. Jaeger H. P. Zusammenhänge zwischen den verschiedenen Stoffwerten von Kältemaschinölen. — Die Kälte, 1973, N°9, pp. 330—335.

49. Jaeger H. P., Löffler H. J. Termodynamische Eigenschaften binärer von Öl—Kältemittel—Gemischen. — Kältetechnik—Klimatisierung, 1970, N°8, ss. 246—258.

50. Jaeger H. P., Löffler H. I. Über das Verhalten von Öl—R22. Gemischen. —Kältetechnik—Klimatisierung, 1971, N°10, ss. 305—309.

ГЛАВА IX
НАДЕЖНОСТЬ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ И МАШИН

ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ПОКАЗАТЕЛИ

Все термины, определения и показатели надежности классифицируют на четыре группы: объекты, состояния и события, свойства объектов, количественные показатели.

Объекты. К объектам относят сами холодильные машины[1]. Холодильные машины могут быть ремонтируемые и неремонтируемые. В основу деления на эти классы положен критерий возможности и экономической целесообразности проведения ремонта на месте эксплуатации.

Это деление условно, так как, например, герметичные компрессоры и холодильные машины на их базе, относимые к группе неремонтируемого оборудования, ремонтируют централизованно на специальных комбинатах. Однако после ремонта, проводимого обычно обезличенным методом, потребителю возвращается практически новое изделие, не имеющее никакой преемственности в части надежности с тем изделием, которое направлялось в ремонт. Поэтому это оборудование относят к классу неремонтируемых, работающих до первого отказа, требующего вскрытие кожуха компрессора.

В зависимости от вида преобладающего процесса, приводящего к старению, ремонтируемое холодильное оборудование в свою очередь делят на две группы: изнашиваемое и подвергающееся усталостным разрушениям и подвергающееся коррозии.

К первой группе относят компрессоры, в которых процессы изнашивания полностью определяют их долговечность, а также компрессионные холодильные машины, технический ресурс которых устанавливают равным ресурсу компрессора как основного элемента холодильной машины.

Ко второй группе относят холодильные машины — абсорбционные и пароэжекторные, а также теплообменную и емкостную аппаратуру, в которых основными являются коррозионно-стареющие узлы.

Ремонтируемое изделие может состоять из восстанавливаемых и невосстанавливаемых элементов (узлов и деталей). К восстанавливаемым элементам в компрессорах относят в первую очередь базовые детали (коленчатые валы, цилиндры), а также залитые баббитом вкладыши и др. Выход из строя базовых деталей приводит к необходимости капитального ремонта компрессора. Невосстанавливаемые узлы и детали (пластины клапанов, пружины, прокладки, поршневые кольца и др.) при повреждениях и поломках не восстанавливаются и заменяются новыми. Одни и те же детали в одних компрессорах могут рассматриваться как восстанавливаемые, в других — как невосстанавливаемые. Так, регулируемый за счет набора прокладок и залитый баббитом вкладыш — восстанавливаемое изделие, биметаллический вкладыш — невосстанавливаемое. Цилиндры горизонтальных компрессоров при изнашивании растачивают, и в них может быть запрессована втулка, гильзы блок-картерных компрессоров не восстанавливают, а заменяют новыми при капитальном ремонте.

Состояния и события. К этой группе понятий относят исправность, неисправность, работоспособность, неработоспособность, отказ.

Исправность — это состояние холодильной машины, при котором ее технические параметры удовлетворяют всем требованиям нормативно-технической документации.

Неисправность — состояние машины, при котором ее технические параметры не соответствуют хотя бы одному из требований технической документации. Следует различать неисправности, не приводящие к отказам, и неисправности, вызывающие их.

Работоспособность — это способность машины обеспечить рабочие параметры, установленные требованиями технической документации при заданных условиях эксплуатации. Следовательно, работоспособный компрессор может быть и неисправным (например, компрессор, у которого течет масло из сальника коленчатого вала).

[1] Надежность холодильных машин, подавляющее большинство которых является компрессионными, рассматривается в справочнике «Холодильные компрессоры» в связи с тем, что она в значительной мере определяется надежностью работы компрессоров, входящих в состав машин.

Отказ — это событие, состоящее в полной или частичной утрате работоспособности.

Свойства объектов. К этой группе относят только качественные понятия, которые нельзя оценить количественно.

Наиболее общее свойство (совокупность свойств) — качество, т. е. способность изделия выполнять заданные функции с наименьшей затратой средств в определенных условиях применения изделия.

Показатели надежности являются важнейшими технико-экономическими факторами, определяющими качество изделия. Надежность изделия зависит, с одной стороны, от технического совершенства изделия, с другой — от уровня технического обслуживания и ремонтов изделия в процессе эксплуатации и определяет уровень экономичности применения изделия.

Надежность — свойство изделия, обусловленное его безотказностью, долговечностью, ремонтопригодностью и сохраняемостью, обеспечивающее выполнение изделием заданных функций при сохранении рабочих параметров в заданных пределах в течение требуемого времени или требуемой наработки.

Безотказность — сохранение изделием работоспособности в течение некоторой наработки без вынужденных перерывов.

Долговечность — сохранение изделием длительной работоспособности с возможными перерывами на обслуживание и ремонт до разрушения или другого предельного состояния (например, до капитального ремонта или до полного морального износа).

Ремонтопригодность — приспособленность изделия к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей путем проведения технического обслуживания и ремонтов.

Сохраняемость — свойство изделия сохранять обусловленные эксплуатационные показатели при хранении и транспортировке.

В зависимости от назначения холодильной машины то или иное свойство, определяющее надежность, может оказаться ведущим. Если от компрессора, входящего, например, в состав термокамеры для консервации крови, требуется прежде всего безотказность, то компрессор на распределительном холодильнике должен обладать долговечностью и ремонтопригодностью.

Таблица IX-1

Номенклатура показателей надежности

Свойства и показатели надежности	Определение показателя надежности	Рекомендуемое обозначение
Безотказность		
Наработка на отказ	ГОСТ 13377—75	T
Параметр потока отказов	ГОСТ 13377—75	ω
Интенсивность отказов	ГОСТ 13377—75	λ
Долговечность		
Средний срок службы до списания	ГОСТ 13377—75	$T_{ср}$
Гамма-процентный ресурс до списания	ГОСТ 13377—75	T_{γ}
Ресурс до капитального ремонта, назначенный	Назначенный ресурс от начала эксплуатации объекта до первого капитального ремонта	$T_{р.к}$
Ресурс до среднего ремонта, назначенный	Назначенный ресурс от начала эксплуатации объекта до первого среднего ремонта	$T_{р.с}$
Ресурс до текущего ремонта, назначенный	Назначенный ресурс от начала эксплуатации объекта до первого текущего (малого) ремонта	$T_{р.м}$
Назначенная наработка до технического обслуживания	Наработка, при достижении которой должно быть произведено плановое обслуживание объекта	$T_{т.о}$
Ремонтопригодность		
Средняя оперативная трудоемкость капитального ремонта	ГОСТ 21623—76	$S_{к.р}$
Среднее время восстановления	ГОСТ 13377—75	t_b
Объединенная удельная оперативная трудоемкость технических обслуживаний и ремонтов	ГОСТ 21623—76	S

Таблица IX-2

Классификация холодильного оборудования и применяемость показателей надежности

Свойства и показатели надежности	Холодильное оборудование					
	стареющее в результате изнашивания и усталости металлов		коррозионно-стареющее		комбинированно-стареющее (изнашивание, усталость, коррозия)	
	герметичные компрессоры	все остальные компрессоры и компрессорные агрегаты	абсорбционные и пароэжекторные машины, кожухотрубные и кожухозмеевиковые теплообменные аппараты, воздухоохладители	емкостная и вспомогательная аппаратура, батареи (камерные)	холодильные агрегаты и машины на базе герметичных компрессоров	агрегаты компрессорно-конденсаторные и компрессорно-испарительные, холодильные машины, тепловые насосы
Безотказность						
Наработка на отказ						
ч	−	+	−	−	−	+
год	−	−	+	+	−	−
Параметр потока отказов общий						
1/ч	−	−	−	−	+	−
1/год	−	−	−	−	−	−
Параметр потока отказов, требующих демонтажа оборудования, 1/ч	−	−	−	−	+	−
Интенсивность отказов общая, 1/ч	+	−	−	−	−	−
Интенсивность отказов, требующих вскрытия компрессора, 1/ч	+	−	−	−	−	−
Долговечность						
Средний срок службы до списания, год	−	−	+*	+*	−	+*
γ-Процентный ресурс до списания, ч	+	−	−	−	+	−
Ресурс до капитального ремонта, назначенный						
ч	−	+	−	−	−	+
год	−	−	+	−	−	−
Ресурс до среднего ремонта, назначенный						
ч	−	+	−	−	−	+
год	−	−	+	−	−	−
Ресурс до текущего ремонта, назначенный						
ч	−	+	−	−	+	+
год	−	−	+	+	−	−
Назначенная наработка до технического обслуживания, ч	−	+	−	−	+	+
Ремонтопригодность						
Средняя оперативная трудоемкость капитального ремонта, чел.-ч	−	+	+	−	−	+
Среднее время восстановления, ч	−	+	+**	−	−	+**
Объединенная удельная оперативная трудоемкость технических обслуживаний и ремонтов						
чел-ч/1000 ч	−	+	−	−	−	+
чел-ч/год	−	−	+	−	−	−

* Показатель включается в документацию по согласованию с заказчиком.

** Показатель не применяется для отдельных аппаратов.

КОЛИЧЕСТВЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ

Количественные показатели характеризуют перечисленные выше свойства, причем их нельзя отождествлять с самими свойствами, например выражать надежность в часах, процентах и т. д.

Номенклатуру оцениваемых показателей надежности назначают таким образом, чтобы они отражали специфику холодильного оборудования, легко рассчитывались на стадии проектирования, определялись по результатам испытаний и эксплуатации и были удобными для использования в расчетах надежности сложных систем. Кроме того, показатели должны характеризовать надежность изделия на любом этапе его жизненного цикла.

Номенклатура, определения и обозначения показателей надежности холодильного оборудования приведены в табл. IX-1.

Классификация холодильного оборудования на группы по признаку ведущего вида старения, а также применяемость показателей надежности по группам представлены в табл. IX-2.

Некоторые наиболее важные показатели надежности требуют пояснения.

Наработка на отказ. Показатель характеризует уровень безотказности ремонтируемого оборудования и фактически определяет среднее время безотказной работы. Показатель рассчитывают по статистическим данным как отношение суммарной наработки изделий к общему числу их отказов.

Интенсивность отказов. Физический смысл показателя — вероятность отказа в достаточно малую единицу времени. Величина показателя зависит от вида закона распределения наработки оборудования до отказа и может быть постоянной во времени (при экспоненциальном законе распределения) или переменной. В последнем случае показатель обозначают как $\lambda(t)$ и при записи количественного значения указывают закон изменения $\lambda(t)$ во времени.

На основании экспериментальных данных установлено, что в условиях соблюдения правил эксплуатации и технического обслуживания интенсивность отказов большинства типов холодильных машин практически постоянна во времени.

Из общей интенсивности отказов выделяют интенсивность наиболее тяжелых отказов, для устранения которых требуются демонтаж компрессора и вскрытие его кожуха.

Параметр потока отказов по физическому смыслу аналогичен интенсивности отказов, но в отличие от λ такой показатель не может быть постоянным и применяется для характеристики восстанавливаемых изделий. Для оборудования на базе герметичных компрессоров дополнительно к общему параметру потока отказов указывают параметр потока отказов, для устранения которых требуются вскрытие компрессоров и (или) демонтаж оборудования.

Иногда интенсивность отказов и параметр потока отказов холодильного оборудования измеряют в процентах в год (например, холодильные машины для предприятий торговли и общественного питания). В этом случае количественные значения $\lambda\left[\frac{1}{\text{ч}}\right]$ пересчитывают в значениях $\lambda\left[\frac{\%}{\text{год}}\right]$ по формуле

$$\lambda\left[\frac{\%}{\text{год}}\right] = \lambda\left[\frac{1}{\text{ч}}\right] 100 t_{\text{ср}},$$

где $t_{\text{ср}}$ — среднегодовая наработка оборудования, ч.

Аналогично пересчитывают количественные значения параметра потока отказов

$$\omega\left[\frac{\%}{\text{год}}\right] = \omega\left[\frac{1}{\text{ч}}\right] 100 t_{\text{ср}}.$$

γ-Процентный ресурс до списания. γ-Процентный ресурс определяет ресурс, который будут иметь не меньше γ процентов объектов. Заданный процент объектов γ является регламентированной вероятностью. Если $\gamma = 90\%$, то соответствующий ресурс называют девяностопроцентным ресурсом до списания, т. е. не менее 90% всех изделий отработают до списания указанный ресурс.

Показатели долговечности, определяющие периодичность проведения ремонтов. В условиях действия системы планово-предупредительного ремонта (ППР) холодильное оборудование планово ремонтируют для восстановления выработанных ресурсов элементов и узлов. Поэтому показатели долговечности, определяющие периодичность проведения ремонтов, такие как ресурс до капитального ремонта назначенный, ресурс до среднего ремонта назначенный, ресурс до текущего ремонта назначенный, назначенная наработка до технического обслуживания, являются величинами назначенными — γ-процентными, а не статистическими, определяемыми, например, средними значениями.

Средняя оперативная трудоемкость капитального ремонта. Показатель характеризует совер-

шенство конструкции холодильного оборудования с точки зрения приспособленности к проведению ремонтов. Количественно его оценивают затратами труда на капитальный ремонт. Показатель определяют на основе нормирования труда на ремонт методом замены сменных узлов и деталей без учета затрат на восстановление их. Численность и квалификацию ремонтного персонала устанавливают в строгом соответствии с ремонтной документацией (техпроцессом ремонта).

Среднее время восстановления. Показатель характеризует приспособленность холодильного оборудования к устранению случайных отказов и включает в себя время, необходимое для обнаружения и устранения отказа. При наличии статистических данных (время, необходимое для устранения всех случайных отказов для данного вида оборудования), показатель определяют как среднеарифметическую величину.

Объединенная удельная оперативная трудоемкость технических обслуживаний и ремонтов. Показатель рассчитывают как частное от деления суммы трудоемкости всех ремонтов и технических обслуживаний за ремонтный цикл на ресурс до капитального ремонта (в часах или годах). Трудоемкость каждого вида технических обслуживаний и ремонтов определяют путем хронометража времени работы ремонтников либо путем пооперационного нормирования технологических процессов ремонта.

Средний срок службы до списания. Показатель применяют для оценки долговечности оборудования, подверженного комбинированному старению (изнашивание и коррозия) или только коррозии. Срок службы должен включать целое число ремонтных циклов, т. е. быть кратным ресурсу до капитального ремонта (в годах).

В технические задания на разработку комплектующих изделий для холодильного оборудования включают следующие показатели: для неремонтируемых комплектующих изделий — интенсивность случайных отказов и γ-процентный ресурс (до списания или средний срок службы до списания); для ремонтируемых — параметр потока отказов или наработка на отказ, ресурс до капитального ремонта, назначенный (при необходимости в зависимости от типа комплектующих изделий в техническое задание включают другие показатели долговечности, определяющие периодичность проведения плановых ремонтов и технических обслуживаний), а также γ-процентный ресурс до списания или средний срок службы до списания.

ИСПЫТАНИЯ НА НАДЕЖНОСТЬ

Исходные данные для расчета показателей надежности

Исходными данными для определения показателей долговечности являются скорости изнашивания или ресурсы трущихся деталей; показатели безотказности характеризуются потоком внезапных отказов.

Сбор данных для определения показателей надежности осуществляют на основе активного или пассивного эксперимента.

Активный эксперимент базируется на ресурсных или специальных испытаниях на безотказность на испытательных стендах заводов-изготовителей и в лабораторных условиях. К активному эксперименту прибегают в основном при испытании малых и средних холодильных машин (мощность привода до 15—20 кВт).

Пассивный эксперимент (как правило, для крупных холодильных машин) осуществляют на основе организации баз поднадзорной эксплуатации, проведения комплексных обследований предприятий-потребителей холода, рассылки и обработки опросных листов.

Поднадзорная эксплуатация при достаточно широком охвате однотипных машин обеспечивает высокую степень достоверности получаемой информации. В процессе комплексных обследований выявляют элементы холодильных машин, обладающие низким уровнем эксплуатационной надежности, устанавливают уровень эксплуатации и технического обслуживания холодильного оборудования, оценивают степень влияния условий эксплуатации и системы технического обслуживания на показатели надежности изделий.

В процессе всех видов испытаний периодически осуществляют микрометрирование трущихся деталей компрессоров, тщательно фиксируют отказы и заполняют ведомость замененных деталей.

При фиксировании отказов исходят из следующих положений:

в случае одной неисправности считают, что произошел один отказ;

в случае повторения неисправности несколько раз считают, что произошло соответствующее количество отказов;

в случае наличия нескольких неисправностей в один и тот же момент времени имеет место один отказ при взаимозависимости неисправностей и несколько отказов в случае независимости неисправностей.

Отказы, аварийное состояние деталей и узлов, обнаруженные при проведении плано-

вого ремонта, включающего в номенклатуру работ замену именно этих деталей и узлов, не учитываются как отказы независимо от их количества, важности и номенклатуры.

Отказы, аварийное состояние деталей и узлов, обнаруженные при проведении планового ремонта, не включающего в номенклатуру работ замену именно этих узлов и деталей, учитываются как соответствующее число отказов в зависимости от количества наименований отказавших элементов.

Отказ не учитывается в следующих случаях:

отказ произошел вследствие грубых ошибок обслуживающего персонала;

причиной отказа было нарушение нормального режима эксплуатации;

отказ возник вследствие неисправности приборов или приспособлений, не входящих в состав данной холодильной машины.

Испытания на безотказность

Испытания на безотказность проводят по специально разработанным планам испытаний, на их основе составляют программу испытаний. План испытаний на надежность изменяется в зависимости от вида испытаний (определительные или контрольные).

Планы испытаний являются комплексом правил, согласно которым определяют объем испытаний (количество испытуемых изделий и время испытаний), решают восстанавливать или не восстанавливать отказавшие изделия, заменять или не заменять их новыми, назначают порядок принятия решений в процессе испытаний, в том числе об окончании испытаний.

Программа испытаний содержит вид и методы проведения испытаний, показатели надежности, подлежащие определению или контролю, характеристику испытательного режима, методы контроля исправной работы, методы определения отказов.

Показатели надежности являются величинами статистическими и подчиняются теоретическим законам распределения случайных величин. В подавляющем большинстве случаев эмпирические распределения показателей надежности холодильных машин аппроксимируются законами: экспоненциальным, нормальным или Вейбулла.

Объем испытаний (количество испытуемых изделий и продолжительность испытаний) зависит от предполагаемого закона распределения, доверительной вероятности α определения показателя и относительной точности его определения δ. Для экспоненциального и нормального законов распределения испытания планируют как испытания N изделий в течение времени $t_и$. Для распределения Вейбулла испытания планируют как испытания N изделий до отказа каждого из них.

Объем испытаний (шт. ч) для определения наработки до отказа при экспоненциальном законе определяют по формуле

$$Nt_и = \frac{mT_{о.ср}}{r_з},$$

где m — ожидаемое количество отказов и коэффициент $r_з$ определяют по математическим таблицам в зависимости от принятой доверительной вероятности α и относительной точности δ получаемых величин.

Продолжительность испытаний рассчитывают в зависимости от выбранного количества машин

$$t_и = \frac{mT_{о.ср}}{Nr_з}.$$

Объем испытаний для определения интенсивности отказов устанавливают по формуле

$$Nt_и = \frac{m}{\lambda_0 r_з},$$

где λ_0 — ожидаемая интенсивность отказов.

Количество испытываемых образцов для определения вероятности безотказной работы за время t рассчитывают по формуле

$$N = \frac{m}{P(t)\, r_з},$$

где $P(t)$ — ожидаемая вероятность безотказной работы.

Расчет количества испытываемых образцов для определения средней наработки до отказа при нормальном законе распределения рассчитывают по формуле

$$N = \frac{z_а \sigma_0}{\varepsilon},$$

где $z_а$ — вспомогательная величина, определяемая по математическим таблицам в зависимости от заданной доверительной вероятности;

σ_0 — ожидаемое среднеквадратическое отклонение от средней наработки до отказа;

ε — точность определения средней наработки до отказа.

В этом случае продолжительность испытаний принимают равной ожидаемому значению средней наработки до отказа.

Объем испытаний для определения средней наработки до отказа для закона Вей-

булла рассчитывают по математическим таблицам в зависимости от принятых доверительной вероятности и точности определения величин, а также параметра b, зависящего от коэффициента вариации (отношение среднеквадратичного отклонения к математическому ожиданию величины средней наработки до отказа).

Ресурсные испытания

Ресурсные испытания проводят в соответствии с типовой программой ресурсных испытаний. Продолжительность ресурсных испытаний устанавливают не менее 8 тыс. ч. Испытаниям подвергают серийные машины, опытные и экспериментальные образцы, а также их узлы и детали. Машины, узлы и детали, предназначенные для испытаний, выбирают из числа прошедших приемочный заводской контроль и заводские испытания в соответствии с техническими условиями.

Износы деталей, как правило, определяют методами, требующими разборки компрессоров. Наиболее универсальный метод — периодическое микрометрирование стандартным мерительным инструментом повышенной точности. Для более точного определения износа применяют метод отпечатков или метод вырезанных лунок, а также профилографирование. Метод отпечатков применяют для охватываемых деталей, профилографирование — для определения небольших износов мелких деталей (пластины клапанов, поршневые кольца и др.), имеющих из-за особенностей изнашивания естественные базы для отсчета величины износов. Применяют также специальные оптические приборы.

Методы безразборного измерения износа (методы поверхностной активации, радиоактивных изотопов, эмиссионного спектрального анализа и др.) применяют лишь в лабораторных условиях.

Результаты измерения износов (микрометрирования) вносят в сводную карту обмеров; при этом в расчет берут износы только по ведущим (наиболее изнашивающимся) плоскостям и сечениям.

К ведущим плоскостям и сечениям относят: для гильз цилиндров плоскость качания шатуна в верхней зоне работы компрессионных колец; для втулок верхних головок шатунов и бобышек поршней — плоскость, проходящую соответственно по оси шатуна и по оси поршня; для шатунных шеек коленчатых валов — плоскость вдоль щек коленчатого вала.

Строят графики реализации изнашивания, по которым судят об однородности начального качества одноименных деталей (однородность исходного материала, стабильность технологического процесса и т. п.). Из графика реализации изнашивания верхних компрессионных колец компрессора ФУУ-80 (рис. IX-1) видно, что процесс изнашивания в период установившейся скорости является стационарным со слабым перемешиванием и постоянной скоростью изнашивания; распределение скоростей изнашивания в любом сечении процесса удовлетворительно подчиняется нормальному закону.

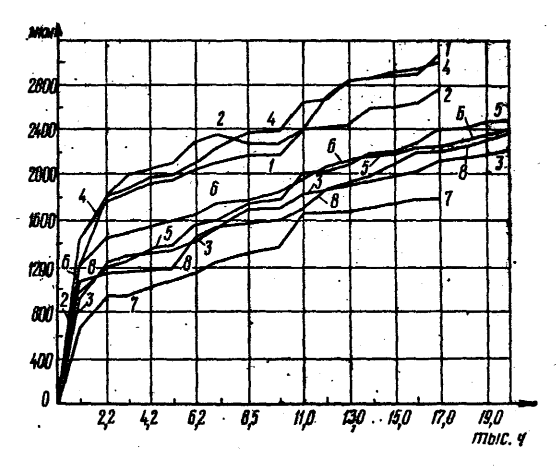


Рис. IX-1. График реализации изнашивания верхних компрессионных колец (изменение теплового зазора) компрессора ФУУ-80:
1, 2, 3 и т. д. — номера цилиндров компрессора.

Графики износа деталей строят совмещенными по каждому сопряжению. В I квадранте строят график износа детали, у которой размеры увеличиваются, в IV квадранте — детали с уменьшающимися размерами. Такое построение позволяет выявить закономерности изнашивания каждой детали в сопряжении, проследить за изменением во времени абсолютной величины зазора в сопряжении, установить скорости изнашивания деталей в период приработки и в период установившейся скорости изнашивания.

Графики износа деталей в сопряжении гильза — поршень компрессора АУ200 приведены на рис. IX-2. Наблюдается большая разница между средними износами и износами по ведущим плоскостям и сечениям. Видно также, как сильно влияют на износ частота вращения и применяемое смазочное масло.

Преобладающее большинство деталей холодильных компрессоров характеризуется двумя периодами изнашивания: период

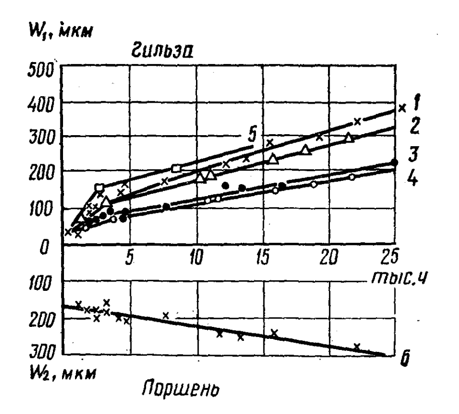


Рис. IX-2. График износа деталей в сопряжении гильза—поршень компрессора АУ200:

1, 2, 5 — по ведущим сечениям и плоскостям; 1 — при номинальной частоте вращения; 2 — при пониженной частоте (12 с$^{-1}$) вращения; 3, 4, 6 — по всем плоскостям и сечениям; 5 — при работе на масле веретенное 2.

приработки, период установившихся скоростей изнашивания.

Период приработки характеризуется высокими скоростями изнашивания, которые значительно выше, чем в период установившихся скоростей изнашивания. В этот период происходит интенсивное выравнивание (приработка) макро- и микронеровностей поверхностей трения. Длительность периода приработки трущихся деталей зависит от геометрических размеров поверхностей трения. Момент окончания периода приработки и начала установившейся скорости соответствует нулевому приращению скоростей изнашивания.

Скорости изнашивания деталей рассчитывают по результатам обработки сводных карт микрометрирования за каждый интервал времени между двумя последовательными измерениями:

$$C_i = \frac{\Delta W_i}{\Delta t_i} \cdot$$

Результаты испытаний обрабатывают известными методами математической статистики. В процессе статистической обработки определяют законы распределений, среднеквадратичные отклонения, дисперсии, что

Таблица IX-3

Параметры законов распределения скоростей изнашивания трущихся деталей

Детали сопряжения	Ход поршня, мм														
	50					70					130				
	$C_м$	σ	ν	a	b	$C_м$	σ	υ	a	b	$C_м$	σ	υ	a	b
Гильза —	2,01	1,03	0,51	2,26	2,0	4,1	1,06	0,26	—	—	13,0	5,2	0,4	14,6	2,5
поршень	1,63	1,01	0,62	1,8	1,7	1,04	0,65	0,62	1,14	1,2	—	—	—	—	—
Втулка шатуна—	0,74	0,53	0,72	0,81	1,4	1,95	0,94	0,49	2,2	2,2	4,6	3,5	0,76	5,0	1,3
палец	1,21	0,86	0,71	1,33	1,4	1,6	1,37	0,85	1,7	2,3	1,6	0,8	0,5	1,8	2,1
Бобышка поршня—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3,0	2,3	0,76	3,3	1,3
палец	0,51	0,33	0,64	0,56	1,6	—	—	—	—	—	2,7	0,9	0,33	—	—
Коленчатый вал в сопряжении с вкладышем	0,47	0,37	0,78	0,5	1,3	0,8	0,41	0,51	0,9	2,0	3,5	1,7	0,48	3,95	2,2
Кольцо (тепловой зазор)															
компрессионное	34	8,9	0,26	—	—	79,0	22,1	0,28	—	—	450	258	0,57	505	1,8
маслосъемное	37,15	12,5	0,33	—	—	59,3	18,9	0,32	—	—	350	140	0,4	392	2,5
Пластина нагнетательного клапана	31,2*	7,8	0,25	—	—	16,3	3,6	0,22	—	—	—	—	—	—	—

Примечание. $C_м$ — математическое ожидание скорости изнашивания, мкм/тыс. ч;
σ — среднеквадратическое отклонение;
$\nu = \frac{\sigma}{C_м}$ — коэффициент вариации;
a и b — параметры распределения Вейбулла.

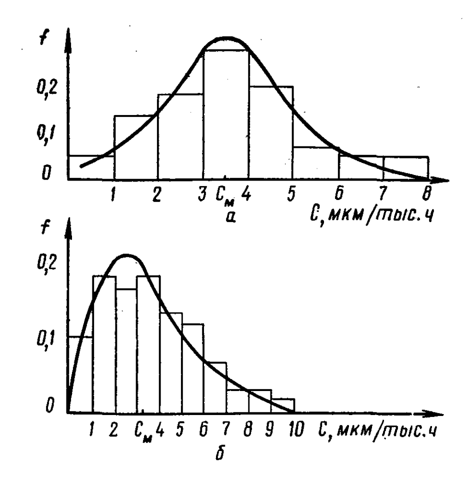


Рис. IX-3. Полигоны и эмпирические функции распределения скоростей изнашивания деталей компрессора АУ200:

а — коленчатый вал; б — бобышка поршня; $C_м$ — математическое ожидание скорости изнашивания.

позволяет всесторонне оценить рассеивание характеристик изнашивания трущихся деталей. Полигоны и эмпирические функции распределения скоростей изнашивания некоторых деталей показаны на рис. IX-3. Из рис. IX-3 видно, что скорости изнашивания характеризуются достаточно большим рассеиванием. Степень согласованности эмпирического распределения с теоретическим проверяют по критериям согласия Колмогорова и Пирсона.

Параметры законов распределения скоростей изнашивания основных трущихся деталей для поршневых бескрейцкопфных фреоновых (ход поршня 50 и 70 мм) и аммиачных (ход поршня 130 мм) компрессоров приведены в табл. IX-3. Из табл. IX-3 видно, что скорости изнашивания трущихся деталей распределены по закону Вейбулла или нормальному (последние отмечены в таблице звездочками).

Определение средних ресурсов сопряжений

Средние ресурсы сопряжений трущихся деталей определяют по известным математическим ожиданиям скоростей изнашивания.

Ресурсы рассчитывают исходя из предельно допустимых зазоров, указанных в технической документации, по общей формуле

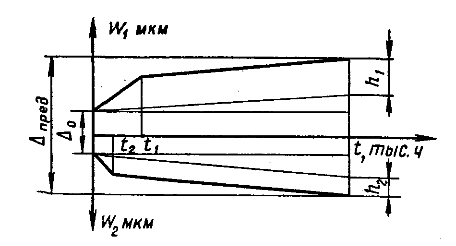


Рис. IX-4. График определения ресурса сопряжения:

Δ_0 и $\Delta_{пред}$ — соответственно начальный и предельно допустимый зазор в сопряжении.

$$T_м = \frac{(\Delta_{пред} - \Delta_0) - (h_1 + h_2)}{C_{1\,уст} + C_{2\,уст}}, \quad \text{(IX-1)}$$

где $h_1 = (C_{1пр} - C_{1уст})\ t_1$;

$h_2 = (C_{2пр} - C_{2уст})\ t_2$;

$\Delta_{пред}$ — предельно допустимый зазор в сопряжении по действующей документации, мкм;

Δ_0 — начальный зазор в сопряжении, мкм.

Графическая иллюстрация определения ресурса сопряжения представлена на рис. IX-4.

Средние ресурсы сопряжений трех основных моделей холодильных компрессоров, рассчитанные по формуле (IX-1), приведены в табл. IX-4.

Таблица IX-4

Средние ресурсы сопряжений деталей, тыс. ч

Сопряжения трущихся деталей	Ход поршня, мм		
	130	70	50
Гильза—поршень	25,4	40,3	62,7
Кольцо			
компрессионное	5,0	19,4	44,9
маслосъемное	4,9	24,7	46,7
Втулка шатуна — палец	13,4	21,6	19,0
Бобышка поршня (чугунного) — палец	24,0	—	—
Вкладыш шатуна — вал	13,5	18,1	31,8
Пластина нагнетательного клапана	—	12,1	8,1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ

При длительной эксплуатации без соответствующего технического обслуживания и ремонтов постепенно ухудшаются основные технические характеристики холодильных машин: заметно снижается холодопроизводительность, увеличиваются удельная потребляемая мощность и расход смазочного масла, недопустимо повышается уровень шума и вибрации, что приводит к снижению экономичности холодильных машин и ухудшению условий труда. Кроме того, при отсутствии или неправильно выбранной периодичности профилактических осмотров и ремонтов учащаются отказы холодильных машин, что приводит к убыткам от их простоев. Однако частые профилактические осмотры, сводя к минимуму затраты от снижения эксплуатационных свойств и простоев, неэкономичны вследствие преждевременной замены деталей, повышения стоимости разборочно-сборочных работ и увеличения износа сопряжений при повторных приработках.

Применяя на практике те или иные методы технического обслуживания, воздействуют на потоки отказов и тем самым на показатели надежности холодильного оборудования.

Классификация отказов

Различают по форме своего проявления две основные группы отказов холодильного оборудования:

постепенные, или параметрические, отказы, характеризуемые постепенным изменением одного или нескольких контролируемых параметров (производительности, мощности, зазора в сопряжении и др.) вследствие износа трущихся деталей; в момент выхода любого из контролируемых параметров за допустимые пределы наступает отказ;

внезапные отказы, характеризуемые скачкообразным изменением параметров компрессора и возникающие вследствие резких нарушений работоспособности его деталей (поломки, заклинивание, схватывание и др.).

Внезапный отказ может быть вызван дефектами изготовления, такими как металлургические пороки в заготовках деталей (скрытые трещины, раковины и др.), ошибки в технологической документации, которые при изготовлении деталей проявляются в виде скрытых дефектов, а также нарушение технологии производства на заводе-изготовителе, приводящее к созданию локальных источников внезапных отказов (крупные царапины, следы от инструмента, сквозное прокаливание при поверхностной закалке и т.д.). Классификация отказов холодильных компрессоров показана на схеме.



Появление постепенных отказов поддается прогнозированию на основе исследования процессов старения и изнашивания деталей, и их предупреждают проведением предупредительной замены деталей по специально разработанной стратегии. Вероятностной характеристикой постепенных отказов является закон распределения скоростей изнашивания. Процесс возникновения внезапных отказов характеризуется параметром потока отказов.

Природа возникновения постепенных и внезапных отказов различна, поэтому для обеспечения требуемого уровня надежности холодильного компрессора в течение эксплуатации применяют две одновременно действующие стратегии обслуживания: планово-предупредительные замены деталей по наработке; профилактические работы с заменой деталей в зависимости от их состояния.

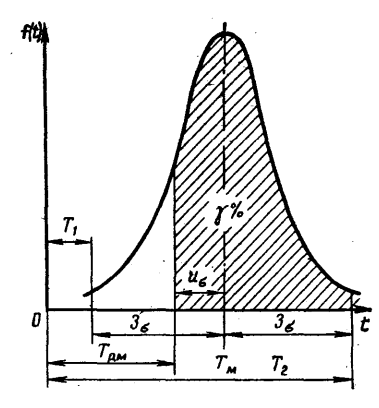


Рис. IX-5. Пример предупредительной замены при нормальном законе распределения ресурсов:

$Т_м$ — математическое ожидание ресурса; δ — среднеквадратическое отклонение ресурса; $T_{р.м}$ — период принудительной замены детали; $T_{р.м}$ равен γ-процентному ресурсу.

Расчет оптимальной периодичности предупредительных замен сменяемых деталей

Как показывают статистические данные, ресурсы большинства деталей подчиняются нормальному закону (рис. IX-5). При этом применяют различные варианты периодичности замен сменяемых конструктивных деталей:

при $t = T_м$, т. е. к моменту выработки среднего ресурса, или

при $t \leqslant T_1 = T_м - 3\sigma$, чтобы не допустить отказов и неплановых замен.

Если необходимо полностью исчерпать ресурс детали, то период замены выбирают равным $t \geqslant T_м + 3\sigma = T_2$. Если задано требование, чтобы между двумя плановыми заменами было не больше $(100 - \gamma)$ процентов отказов, то период замены принимают равным

$$t = T_м - U\sigma,$$

где U — квантиль нормального распределения, соответствующий γ-процентам.

М е т о д и к а о п р е д е л е н и я п е р и о д и ч н о с т и п р е д у п р е д и т е л ь н ы х з а м е н основывается на правиле групповых замен при условии некоторого недоиспользования ресурса деталей, т. е. установлении γ-процентного ресурса (при $\gamma \geqslant 50\%$).

Для определения γ-процентных ресурсов деталей наработку $T_н$ (величину ресурса наиболее долговечной детали) разбивают на n периодов, в конце каждого из которых группу деталей данного типа заменяют принудительно независимо от возникновения отказов в периоде.

Задачу решают в классе оптимальных, критерием оптимальности принимают минимум суммарных затрат

$$З_{общ} = З_{зам} + З_{отк} \rightarrow \min.$$

Предварительно по известным функциям распределения скоростей изнашивания определяют законы распределения ресурсов деталей с использованием уравнений:

для нормального закона

$$P\left(\tau > \frac{T_н}{n}\right) = F_0\left[\frac{\frac{T_м n}{T_н} - 1}{\nu}\right];$$

при распределении скоростей изнашивания по закону Вейбулла

$$P\left(\tau > \frac{T_н}{n}\right) = \exp - \left[\left(\frac{T_н}{an}\right)^b\right].$$

Параметры a и b, зависящие от $\frac{T_н}{n}$, определяют по математическим таблицам в зависимости от коэффициента $\nu(\tau)$, который рассчитывают последовательно для каждого значения n по формуле

$$\nu[\tau] = \frac{\nu T_н}{T_м n}.$$

Окончательно расчеты ведут по формулам:

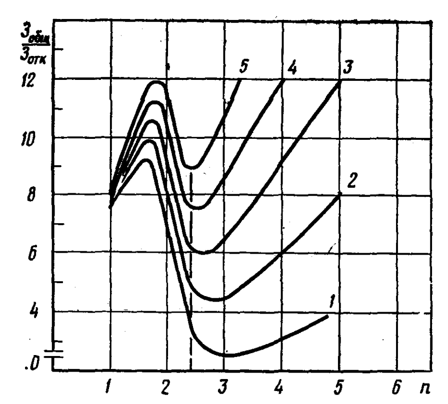


Рис. IX-6. Пример определения оптимальной периодичности планово-предупредительной замены поршневого пальца компрессора АУ200:

1—5 — условно принятые отношения $\frac{З_{зам}}{З_{отк}}$.

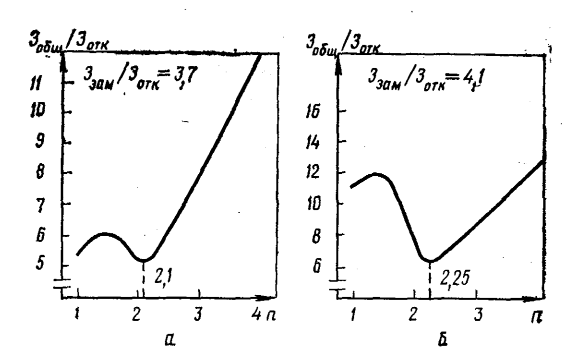


Рис. IX-7. Определение числа предупредительных замен поршневых колец компрессоров с ходом поршня 50 мм:

а — кольцо маслосъемное; б — кольцо компрессионное.

для нормального закона

$$\frac{З_{общ}}{З_{отк}} = \frac{З_{зам}}{З_{отк}}(n-1) + \left\{1 - F_0\left[\frac{\frac{T_м n}{T_н} - 1}{\nu}\right]^{\beta}\right\}\frac{T_н}{T_м}\beta; \quad (IX\text{-}2)$$

для распределения Вейбулла

$$\frac{З_{общ}}{З_{отк}} = \frac{З_{зам}}{З_{отк}}(n-1)\left\{1 - \exp\times\left[-\beta\left(\frac{T_н}{an}\right)^{b}\right]\right\}\frac{T_н}{T_м}\beta. \quad (IX\text{-}3)$$

Пример определения периодичности предупредительных замен поршневого пальца компрессора АУ200 иллюстрирует рис. IX-6, на котором для условно принятых отношений $З_{зам}/З_{отк}$ построен график зависимости $З_{общ}/З_{отк} = f(n)$, определен минимум отношения $З_{общ}/З_{отк}$ и найдено соответствующее оптимальное число периодов n. Из рис. IX-6 видно, что для каждого отношения $З_{зам}/З_{отк}$ существует два экстремальных значения n, одно из которых соответствует максимуму затрат и располагается вблизи среднего ресурса детали, а другое — минимуму затрат и определяет оптимальную периодичность замен. Минимум $З_{общ}/З_{отк}$ смещается в сторону больших значений n при возрастании доли затрат на устранение отказов, т. е. при уменьшении $З_{зам}/З_{отк}$. При сокращении доли затрат на устранение отказов перио-

Таблица IX-5

γ-процентные ресурсы и γ-проценты основных деталей компрессоров

Деталь компрессора	Ход поршня, мм								
	50			70			130		
	число периодов n	γ-процентный ресурс, тыс. ч	γ-процент	число периодов n	γ-процентный ресурс, тыс. ч	γ-процент	число периодов n	γ-процентный ресурс, тыс. ч	γ-процент
Кольцо поршневое									
компрессионное	2,25	27,9	94	3,6	11,3	81	7,2	3,5	75
маслосъемное	2,1	30,0	85	13,4	13,4	82	6,9	3,7	77
Втулка верхней головки шатуна	5,7	11	82	3,25	12,3	84	2,45	10,4	70
Поршневой палец	6	10,5	83	3,25	12,3	84	2,4	10,6	70
Пластина нагнетательного клапана	11	5,7	90	5,2	7,8	85	—	—	—
Гильза	1	35,2	90	1,0	27,8	80	1,0	22	75

дичность планово-предупредительных замен увеличивается.

Исходными данными для расчета являются статистические характеристики ресурсов сопряжений, а также затраты на предупредительные замены деталей и устранение отказов. Пользуясь формулой (IX-2) или (IX-3) в зависимости от вида закона распределения ресурсов деталей, определяют значения n, при которых отношения $З_{общ}/З_{отк}$ минимальны.

Результаты расчета числа предупредительных замен поршневых колец компрессоров с ходом поршня 50 мм приведены на рис. IX-7.

Период $T_н$, для которого оптимизируется число предупредительных замен, принимают равным среднему ресурсу наиболее долговечной детали (гильз цилиндров). Для компрессоров с ходом поршня 50, 70 и 130 мм период $T_н$ соответственно составляет 62,7; 40,3; 25,4 тыс. ч. По найденному оптимальному числу периодов предупредительных замен n определяют $T_н/n = \gamma$ -процентные ресурсы деталей и по известным параметрам законов распределения находят γ-проценты.

Результаты расчета для трех основных баз компрессоров сведены в табл. IX-5.

Анализ значений γ-процентов, приведенных в табл. IX-5, показывает, что они для каждой базы компрессоров группируются вблизи определенного значения. На рис. IX-8 представлена зависимость γ-процентов от холодопроизводительности компрессора.

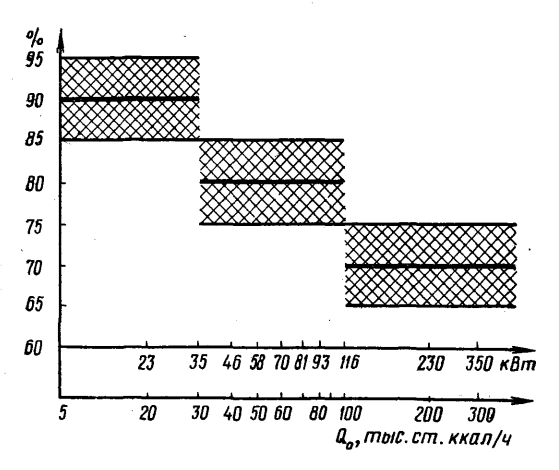


Рис. IX-8. Значения γ-процентов для γ-процентных ресурсов деталей холодильных компрессоров.

Определение периодичности проведения профилактических осмотров

Профилактические осмотры проводят для предупреждения появления внезапных отказов деталей и узлов компрессоров путем своевременного выявления и устранения неисправностей, а также регулировок, подтяжек креплений и частичных замен деталей. Замены при профилактических осмотрах производят в зависимости от состояния деталей и узлов.

В процессе эксплуатации компрессор может находиться в трех состояниях: исправном, неисправном (но работоспособном), неработоспособном (состояние отказа). Неисправным является компрессор, у которого в отдельных узлах и деталях есть нарушения и дефекты, позволяющие однако компрессору выполнять свои основные функции. Дальнейшее развитие этих нарушений приводит к появлению внезапного отказа.

Внезапные отказы и соответственно неисправности, вызывающие их, свойственны определенной группе деталей (пластины и пружины клапанов, поршневые кольца и др.), работающих в условиях циклических нагрузок, и характеризуются накоплением усталостных повреждений. Отказы деталей этой группы могут вызывать зависимые отказы базовых деталей (например, поломка пластины клапана может вызвать задир гильзы цилиндров).

В реальных условиях эксплуатации при проведении профилактических осмотров невозможно обнаружить абсолютно все неисправности вследствие ограниченной возможности диагностирующих инструментов и приборов. В связи с этим при профилактических осмотрах заменяют только детали, имеющие обнаруживаемые неисправности.

Вероятностный процесс образования неисправностей вследствие случайности причин, их вызывающих, приближенно аппроксимируют экспоненциальным законом распределения с постоянной интенсивностью возникновения.

Методика расчета оптимальной периодичности профилактических осмотров построена на рассмотрении процесса возникновения отказа как двухстадийного, состоящего из стадий возникновения неисправности и возникновения отказа. Первая стадия начинается с момента начала работы компрессора и продолжается в течение случайного времени T_1 до момента возникновения неисправности. После этого начинается вторая стадия развития неисправности, продолжающаяся случайное время T_2 и заканчивающаяся по-

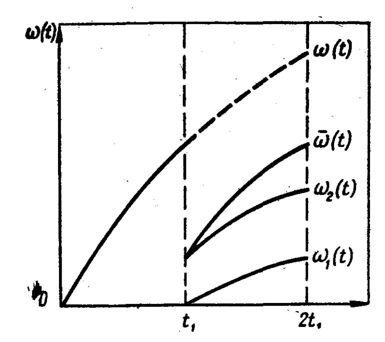


Рис. IX-9. График изменения функции $\omega(t)$.

явлением отказа. Следовательно, отказ возникает в случайный момент времени $T_1 \div T_2$; частота возникновения отказов характеризуется параметром потока отказов компрессора $\omega(t)$.

Проведение профилактических осмотров оказывает управляющее воздействие на поток отказов путем выявления и замены деталей, имеющих обнаруживаемые неисправности.

На рис. IX-9 приведен график изменения функции $\omega(t)$, пунктиром показана функция для случая, когда профилактический осмотр не проводится. Видно, что «разреженный» поток отказов после проведения первого профилактического осмотра равен

$$\bar{\omega}(t) = \omega_1(t) + \omega_2(t) = P_{\text{н}}(t_1)\,\omega(t - t_1) + \\ + [1 - P_{\text{н}}(t_1)]\,\omega(t),$$

где $P_{\text{н}}(t_1)$ — вероятность того, что неисправность обнаружена и устранена;

$1 - P_{\text{н}}(t_1)$ — вероятность того, что неисправность не обнаружена.

Согласно принятым предпосылкам

$$P_{\text{н}}(t_1) = 1 - e^{-\lambda_{\text{н}} t_1},$$

где $\lambda_{\text{н}}$ — интенсивность обнаруживаемых неисправностей.

Параметр потока отказов на i-м межпрофилактическом периоде принимает значение:

$$\bar{\omega}_i(\tau) = [1 - P_{\text{н}}(t_1)]^{i-1}[\omega_i(\tau) - \omega_{i-1}(\tau)] + \\ + [1 - P_{\text{н}}(t_1)]^{i-2}[\omega_{i-1}(\tau) - \omega_{i-2}(\tau)] + \\ + [1 - P_{\text{н}}(t_1)]^{i-3}[\omega_{i-2}(\tau) - \omega_{i-3}(\tau)] + \\ + \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots + \\ + [1 - P_{\text{н}}(t_1)][\omega_2(\tau) - \omega_1(\tau)] + \omega_1(\tau).$$

Зависимость числа отказов M от числа профилактических осмотров n записывают в виде

$$M = \sum_{i=1}^{n} \int_0^{t_1} \bar{\omega}_i(\tau)\,dt. \qquad \text{(IX-4)}$$

Из выражения (IX-4) следует, что проведение профилактических осмотров целесообразно, если параметр потока отказов $\omega(t)$ является возрастающей функцией. При $\omega(t) = \text{const}$ имеем

$$M = n \int_0^{T_{\text{р.м}}/n} \omega dt = \omega T_{\text{р.м}} = \text{const}$$

и число отказов за межремонтный период $T_{\text{р.м}}$ не зависит от числа профилактических осмотров.

Для оптимизации периодичности проведения профилактических осмотров по экономическому критерию должен быть обеспечен минимум суммарных затрат на устранение отказов и проведение профилактических осмотров, т. е. минимум выражения

$$\Sigma З = З_{\text{проф}}(n - 1) + З_{\text{отк}} M(n). \qquad \text{(IX-5)}$$

Необходимым условием минимума выражения (IX-5) является равенство нулю первой производной по n

$$\frac{d\Sigma З}{dn} = З_{\text{проф}} + З_{\text{отк}} \frac{dM}{dn},$$

$$\text{или} \; -\frac{dM}{dn} = \frac{З_{\text{проф}}}{З_{\text{отк}}}. \qquad \text{(IX-6)}$$

Корень этого уравнения n_0 определяет оптимальное число профилактических осмотров, равное $(n_0 - 1)$, при заданном отношении $З_{\text{проф}}/З_{\text{отк}}$.

Определить n_0 можно и графическим путем: в этом случае значение n_0 будет соответствовать точке на пересечении с осью абсцисс перпендикуляра, опущенного из точки A графика функции $M(n)$, в которой тангенс угла наклона касательной по абсолютной величине равен

$$\text{tg}\,\alpha = \frac{З_{\text{проф}}}{З_{\text{отк}}}.$$

На рис. IX-10 показана точка A, удовлетворяющая условию $-\text{tg}\alpha = З_{\text{проф}}/З_{\text{отк}}$, соответственно точка B определяет ожидаемое число отказов, а точка C — оптимальное число межпрофилактических периодов.

Исходными данными для расчета являются экспериментальные графики параметра по-

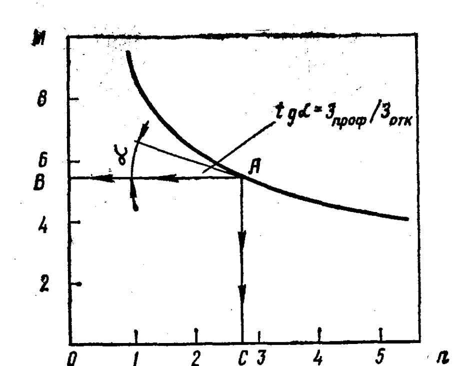


Рис. IX-10. Графический метод определения оптимальной периодичности профилактических осмотров.

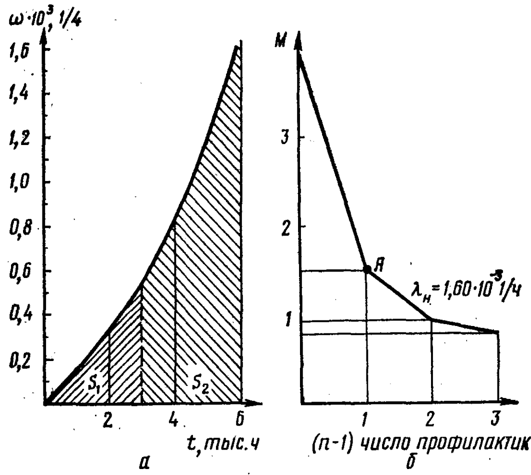


Рис. IX-11. Определение оптимальной периодичности профилактических осмотров компрессора ФУУ-80:

а — экспериментальный график параметра потока отказов $S_1 = \int_0^{3000} \omega(\tau)d\tau$; $S_2 = \int_{3000}^{6000} \omega(\tau)d\tau$; *б* — функции $M = M(n)$.

В точке *A* удовлетворяется условие $\operatorname{tg}\alpha = \frac{З_{проф}}{З_{отк}} = 2,33$ и число профилактических осмотров равно 1.

тока отказов ω (в примере для компрессора типа ФУУ80, см. рис. IX-11, *а*), интенсивности обнаруживаемых неисправностей, полученные на основе статистических данных, а также межремонтные периоды, на которых оптимизируется периодичность профилактических осмотров и отношения затрат $З_{проф}/З_{отк}$.

Таблица IX-6

Исходные данные для расчета

Ход поршня компрессора, мм	Интенсивность обнаруживаемых неисправностей $\lambda_н 1 \cdot 10^{-3}$, 1/ч	Межремонтный период $T_{р.м}$, ч	Отношение затрат $\frac{З_{проф}}{З_{отк}}$
130	6,65	3500	2,72
70	1,6	6000	2,33
50	1,13	5000	2,1

В табл. IX-6 для трех баз компрессоров приведены исходные данные для расчета.

В результате графического интегрирования по экспериментальным графикам параметра потока отказов строят зависимости числа отказов от числа профилактических осмотров (в примере для компрессоров с ходом поршня 70 мм, см. рис. IX-11, *б*). В точке *A* на графике удовлетворяется условие

$$0,55 < \operatorname{tg}\alpha = \frac{З_{проф}}{З_{отк}} < 2,45.$$

Поскольку фактическое отношение затрат ($З_{проф}/З_{отк} = 2,33$) лежит в указанных пределах, то оптимальное число профилактических осмотров ($n - 1$) будет равно 1. На основе аналогичных построений для компрессоров с ходом поршня 130 и 50 мм установлено, что оптимальное число профилактических осмотров соответственно равно 2 и 1. Таким образом, для компрессоров с ходом поршня 130, 70 и 50 мм периодичность проведения профилактических осмотров составляет соответственно 1170, 3 000 и 2500 ч.

Проведение профилактических осмотров с такой периодичностью повышает наработку на отказ компрессоров соответственно в 3,5; 2,5 и 4 раза.

РАСЧЕТ СТРУКТУРЫ РЕМОНТНОГО ЦИКЛА

На основе полученных значений скоростей изнашивания трущихся деталей (или средних ресурсов деталей) и экспериментальных графиков параметра потока отказов определяют γ-процентные ресурсы деталей и периодичность проведения профилактических осмотров с использованием теоретических методик оптимизации.

Значения γ-процентных ресурсов трущихся деталей и числа профилактических осмотров используют для построения структуры ремонтного цикла, т. е. для определения основных количественных показателей надежности.

Ремонтным циклом называют период работы оборудования между двумя капитальными ремонтами или период с момента ввода оборудования в эксплуатацию до первого капитального ремонта. Структура ремонтного цикла регламентирует последовательность и чередование видов ремонтных работ в течение указанного периода и обеспечивает совпадение плановых сроков проведения ремонтов с возникновением реальной потребности в них. Она является постоянной для однотипного холодильного оборудования и не зависит от режимов работы и области его применения.

Межремонтным периодом называют период между двумя последовательными ремонтами или от начала эксплуатации до первого планового ремонта, межосмотровым периодом — период между двумя последовательными профилактическими осмотрами или между осмотром и плановым ремонтом.

Структуру ремонтного цикла холодильных машин строят на основе следующих методических положений.

Значения γ-процентов зависят от холодопроизводительности холодильного оборудования: при холодопроизводительности до 10 кВт γ-процент составляет 95, при холодопроизводительности 10—35 кВт — 90; при холодопроизводительности 35—90 кВт — 80; при холодопроизводительности свыше 100 кВт — 70.

Каждый тип холодильного оборудования разделяют на несколько групп элементов, имеющих приблизительно одинаковые γ-процентные ресурсы. Количество видов ремонтов в ремонтном цикле принимают равным количеству этих групп. Целесообразно, чтобы количество этих групп не превышало 3—4, так как иначе структура ремонтного цикла значительно усложняется;

величину межремонтного периода устанавливают соответствующей γ-процентному ресурсу групп элементов с наименьшей долговечностью. Это позволяет обеспечить безотказность холодильных машин по постепенным (износовым) отказам на требуемом высоком уровне;

количество межремонтных периодов в ремонтном цикле определяют как отношение γ-процентного ресурса наиболее долговечной группы элементов к величине межремонтного периода; полученное значение округляют до ближайшей целой величины;

необходимый уровень безотказности холодильного оборудования по внезапным отказам обеспечивается проведением профилактических осмотров в течение межремонтного периода.

Стратегия технического обслуживания и ремонта является единой для всех типов холодильных машин и заключается в следующем:

осмотры и ремонты проводят с заданной периодичностью; в случае возникновения отказов в межремонтном периоде производят восстановительные работы, которые не нарушают периодичность профилактических осмотров и ремонтов;

объемы профилактических осмотров и ремонтов являются постоянными и не зависят от их расположения в ремонтном цикле;

техническое обслуживание и восстановление холодильного оборудования на протяжении всего срока его эксплуатации осуществляется при периодически повторяющихся, тождественных ремонтных циклах.

Показатели надежности и все необходимые для эксплуатации парокомпрессионных холодильных машин нормативные материалы: структуры ремонтного цикла, объемы и содержание ремонтных работ, нормативы трудоемкости ремонтов, нормы простоя оборудования в ремонте, нормативы численности ремонтного персонала, нормы расхода смазочного масла и др. — приведены в справочнике «Эксплуатация холодильников».

НОРМИРОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ

Из основных показателей качества (производительность, масса, степень автоматизации и др.) важнейшими являются показатели надежности, характеризующие способность технического устройства выполнять заданные функции в течение длительной эксплуатации. Показатели надежности определяют стабильность остальных показателей качества в процессе активной эксплуатации изделия. Любое повышение показателей надежности промышленного оборудования вызывает в подавляющем большинстве случаев рост затрат на его производство и снижение затрат на техническое обслуживание и ремонт в процессе эксплуатации. Создание высоконадежного и малоизнашивающегося оборудования иногда может оказаться нецелесообразным, так как оборудование морально устареет, не исчерпав значительной части своего ресурса. В связи с этим решают задачу нормирования (оптимизации) показателей надежности промышленного оборудования. В процессе решения этой задачи оперируют понятиями, связанными с долговечностью

оборудования (предельное состояние, физический износ, сроки службы, моральное старение, срок амортизации и др.), которые применительно к холодильному оборудованию нуждаются в дополнительных пояснениях.

Под предельным состоянием машины понимают состояние, при котором его дальнейшая эксплуатация должна быть прекращена из-за выхода основных технических параметров (производительность, уровень шума и вибрации и т. д.) за установленные пределы. Компрессор переходит в предельное состояние вследствие протекания процессов изнашивания, накопления усталостных повреждений в элементах конструкции, коррозии и т. д., что принято называть физическим износом машины. Последствия физического износа устраняют путем проведения ремонтов. Неремонтируемое оборудование (например, герметичные компрессоры) после перехода в предельное состояние списывают.

Для большей части ремонтируемых компрессоров, в первую очередь поршневых, проведение капитального ремонта полностью восстанавливает исходное качество и запас ресурсов (с этой точки зрения длительность их эксплуатации неограничена).

Наиболее общим понятием, связанным с длительностью эксплуатации холодильного оборудования, является срок службы, рассматриваемый как календарная продолжительность эксплуатации оборудования от ее начала до наступления предельного состояния. Это общее понятие распадается на ряд конкретных, ограничивающих длительность эксплуатации компрессоров по различным критериям.

Длительность нахождения холодильных компрессоров в эксплуатации во многих случаях ограничена в соответствии с требованиями безопасности предельным сроком службы.

Срок службы до списания рассматривается как календарная продолжительность эксплуатации компрессора до списания (сдачи в металлолом), обусловленного предельным состоянием, а оптимальный срок службы трактуется как длительность эксплуатации, оптимизированная по экономическим критериям (например, стоимость единицы продукции, стоимость часа работы изделия и др.).

С течением времени эксплуатируемые компрессоры по своим технико-экономическим показателям начинают отставать от вновь разрабатываемых, они устаревают морально, находясь при этом в полной технической исправности. Срок морального старения определяется интенсивностью развития холодильного машиностроения во всем мире.

Практика показывает, что параметрические ряды отечественных поршневых холодильных компрессоров обновляются в среднем через каждые 12—15 лет (с модернизацией узлов, проводимой чаще).

Важным понятием является срок амортизации, в течение которого сумма отчислений на реновацию становится равной начальной цене машин. Амортизационные отчисления на проведение ремонта регламентируют допустимые затраты на устранение последствий недостаточной надежности и долговечности и являются фактором, ограничивающим эти затраты и влияющим на величину этих показателей.

Срок амортизации с другими показателями должен находиться в следующем соотношении:

$$T_{\text{м.стар}} \geqslant T_{\text{сп}} = A = T_{\text{опт}} \leqslant T_{\text{пред}}.$$

В этом случае срок амортизации A будет обеспечивать экономически оптимальную длительность эксплуатации $T_{\text{опт}}$, равенство сроку службы до списания $T_{\text{сп}}$ без воздействия фактора морального старения $T_{\text{м.стар}}$ и снижения безопасности эксплуатации, ограниченного предельным сроком службы $T_{\text{пред}}$.

Через среднегодовую наработку (коэффициент рабочего времени) срок амортизации связан с важнейшим показателем долговечности — ресурсом до списания. Этот технико-экономический показатель характеризует долговечность конструкции, поскольку зависит от структуры и числа ремонтных циклов. Для данного типа оборудования независимо от области применения ресурс до списания — величина постоянная.

Таким образом, показатели долговечности и сроки амортизации холодильного оборудования взаимосвязаны, и если проводится пересмотр или нормирование показателей надежности и долговечности, то должны быть даны обоснованные рекомендации по пересмотру сроков амортизации.

Существует ряд методов нормирования показателей надежности, основанный на получении минимума суммы эксплуатационных и производственных затрат, максимума величины приведенного коэффициента надежности, минимума удельных затрат на производство единицы продукции.

Нормирование показателей надежности холодильного оборудования осуществляют по критерию, который основывается на обеспечении равенства фактических затрат на ремонт, профилактику и устранение отказов оборудования с соответствующими амортизационными отчислениями.

Таблица IX-7

Действующие нормы амортизационных отчислений, коэффициенты рабочего времени, фактические ремонтные затраты холодильных компрессоров

Холодильные компрессоры	Основные области применения	Стоимость компрессора, руб.	Фактические (статистические) данные: коэффициент рабочего времени	Фактические (статистические) данные: годовая наработка, тыс. ч	Действующие нормы амортизационных отчислений: на реновацию, %	Действующие нормы амортизационных отчислений: на ремонт, %	Данные, полученные на основе действующих норм амортизационных отчислений: срок амортизации, год	Срок амортизации, тыс. ч	Суммарные амортизационные отчисления на ремонт, %	Суммарные амортизационные отчисления на ремонт, руб.	Удельные амортизационные отчисления на ремонт (на 1000 ч наработки), руб.	Фактические ремонтные затраты на ремонт за амортизационный срок, руб.
Условные обозначения и расчетные формулы		$Ц_к$	r	$t_{ср}$	$H_р$	$H_{р.к}$	$A=\frac{100}{H_р}$	$At_{ср}$	$AH_{р.к}$	$R=A\times H_{р.к}\times Ц_к$	$R_{уд}=\frac{R}{At_{ср}}$	$З_ф$
Центробежные	Нефтехимическая промышленность	50000	0,8	7,0	10,9	5,7	9	63—65	51,3	26000	400	46300
Винтовые	Рефрижераторный флот	10700	0,34	3,0	3,8	2,1	26	78—80	54,6	6000	75	6100
Оппозитные	Нефтехимическая промышленность	—	0,8	7,0	10,9	5,7	9	63—65	51,3	8300	123	17800
Аммиачные, $Q_0>$ 116 кВт	Производственные холодильники	3000	0,4	3,5	7,7	5,1	13	45	66,3	2000	45	3120
Фреоновые, $Q_0>$ 116 кВт	Промышленное кондиционирование	3200	0,34	3,0	10,0	2,1	10	30	21	660	22	2670
Аммиачные, $Q_0<$ 116 кВт	Производственные холодильники	550	0,34	3,0	7,7	5,1	13	40	66,3	370	9,3	1420
Фреоновые, $Q_0=$ 35÷116 кВт	Предприятия торговли и общественного питания	770	0,34	3,0	8,4	3,6	12	36	43,2	330	9,2	750
Фреоновые, $Q_0<$ 35 кВт	То же	470	0,57	5,0	8,4	3,6	12	60	43,2	200	3,3	290
Герметичные	»	—	0,57	5,0	8,4	—	12	60	—	—	—	—

* В процентах от стоимости компрессора.

Две группы нормируемых показателей надежности (показатели безотказности и долговечности) связаны с различными механизмами появления отказов: показатели безотказности — с возникновением случайных отказов, а показатели долговечности — с процессами старения (изнашивания) и с появлением постепенных (параметрических) отказов.

В свою очередь затраты на устранение обоих видов отказов по-разному отражаются на экономике: затраты на устранение случайных отказов накладываются на себестоимость продукции, а затраты на проведение плановых ремонтов должны покрываться за счет амортизационных отчислений на ремонт.

В соответствии с этим нормирование показателей обеих групп производят по двум различным методикам.

Нормирование показателей долговечности холодильных компрессоров

Нормирование проводят исходя из того, что показатели надежности должны иметь такие значения, при которых суммарные (за срок амортизации) ремонтные затраты не превышают средств, образованных за счет амортизационных отчислений на ремонт.

Нормирование показателей долговечности проводят на основе следующих положений:

в амортизационный срок должно укладываться целое число ремонтных циклов, иначе не будут полностью реализованы затраты на последний капитальный (средний) ремонт, что повышает стоимость выработки единицы продукции;

периодичность проведения малых (текущих) ремонтов должна быть выше одного года для того, чтобы затраты на их проведение могли быть покрыты за счет амортизационных отчислений, а не накладывались на себестоимость выпускаемой продукции;

холодильное оборудование производительностью до 35 кВт должно эксплуатироваться в течение амортизационного срока без проведения капитального ремонта;

если один и тот же компрессор применяется в различных отраслях с различными сроками амортизации и среднегодовой наработки, то оптимизацию проводят для условий той отрасли, в которой удельные амортизационные отчисления $R_{уд}$ (отчисления, отнесенные к 1000 ч наработки) являются наименьшими.

Исходные данные для расчета: нормы амортизационных отчислений, коэффициенты рабочего времени, фактические ремонтные затраты за амортизационный срок для основных типов холодильных компрессоров, а также условные обозначения и расчетные формулы приведены в табл. IX-7.

Из табл. IX-7 следует также, что интенсивность использования (фондоотдача) холодильного оборудования в различных отраслях весьма неравномерна и коэффициент рабочего времени колеблется в широких пределах (от 0,11 до 0,8). Если в ряде отраслей, в частности на железнодорожном транспорте, эксплуатация холодильного оборудования с низким коэффициентом рабочего времени обуслов-

Таблица IX-8

Нормы надежности холодильных компрессоров

Холодильные компрессоры	Ресурс до капитального ремонта $T_{р.к}$, тыс. ч	Ресурс до текущего ремонта $T_{р.м}$, тыс. ч	Наработка на отказ, T, тыс. ч
Центробежные	45	7,5	4
Винтовые	50	5	3,5
Аммиачные производительностью свыше 116 кВт	30	5	2,3
Фреоновые производительностью свыше 116 кВт	33	5,5	2,5
Аммиачные производительностью до 116 кВт	40	6,5	5,4
Фреоновые производительностью от 35 до 116 кВт	32	8	6,5
Фреоновые производительностью до 35 кВт	36	9	10,3
Герметичные	35*	—	$2,8 \cdot 10^{-5}$**

* γ-процентный (γ-95%) ресурс до списания.
** Интенсивность отказов, 1/ч.

лена технологическим режимом работы оборудования и оправдана, то для таких машин, как, например, аммиачные холодильные компрессоры производительностью свыше 116 кВт, сравнительно низкий коэффициент рабочего времени свидетельствует о наличии на местах эксплуатации большого числа резервных машин, что неэкономично. В этом случае требуется повышение коэффициента рабочего времени до 0,5—0,6.

С целью установления показателей долговечности, обеспечивающих условие оптимизации $З_ф \leqslant R$, разрабатывают новые структуры ремонтных циклов, на основе которых получают представленные в табл. IX-8 показатели долговечности — ресурс до текущего ремонта (межремонтный ресурс) и ресурс до капитального ремонта.

Нормирование показателей безотказности холодильных компрессоров

Для ремонтируемых компрессоров нормирование показателей безотказности проводят, исходя из критерия минимизации суммарных затрат $З_{общ}$, складывающихся из затрат на устранение отказов $З_{отк}$ и проведение профилактических работ $З_{проф}$ с целью предупреждения этих отказов.

Зависимость параметров потока отказов $\omega(t)$ от наработки представляют в общем виде

$$\omega(t) = \varepsilon t^k, \qquad (IX\text{-}6)$$

где ε и k — коэффициенты для каждого типа компрессора.

Принимают, что вероятность обнаружения неисправностей и отказов при проведении профилактических работ равна единице, тогда количество отказов M за межремонтный период при $(n - 1)$ числе профилактических работ и $k = 2$ определяют

$$M = n \int_0^{T_{р.м}/n} \varepsilon t^2 dt = \frac{\varepsilon T_{р.м}^3}{3n^2}. \qquad (IX\text{-}7)$$

Определяют величину ε с помощью уравнения (IX-6), решают интеграл (IX-7) и после соответствующих преобразований получают

$$T = kT_{р.м} \frac{З_{отк}}{З_{проф}}. \qquad (IX\text{-}8)$$

Полученную зависимость используют и для неремонтируемого оборудования (например, герметичных компрессоров). В этом случае принимают, что устранение неисправности и отказа производится путем замены компрессора (в примере герметичного компрессора речь идет об отказах, требующих вскрытия кожуха) и стоимость устранения отказа равна стоимости компрессора.

Тогда интенсивность отказов, требующих вскрытия кожуха компрессора,

$$\lambda = \frac{1}{T} = \frac{1}{kT_\gamma}. \qquad (IX\text{-}9)$$

Коэффициент K определяют из экспериментальных графиков параметра потока отказов.

Результаты расчетов наработки на отказ по формуле (IX-8) и интенсивности отказов для герметичных компрессоров по формуле (IX-9) приведены в табл. IX-8, где даны перспективные требования надежности, обеспечивающие значительное повышение эффективности эксплуатации холодильного оборудования.

В табл. IX-9 приведены технически обоснованные нормы амортизационных отчислений на реновацию и ремонт, которые разработаны на основе новых коэффициентов рабочего времени и перспективных норм надежности.

Из табл. IX-9 видно, что обеспечивается равенство ремонтных затрат и амортизационных отчислений на ремонт. Рекомендуемые нормы амортизационных отчислений на реновацию способствуют увеличению длительности эксплуатации крупных дорогостоящих компрессоров (центробежных, оппозитных), для которых малые сроки эксплуатации экономически неоправданы.

Для компрессоров малой производительности, проведение капитального ремонта которых невыгодно, предлагается снижение сроков амортизации.

Эти компрессоры должны сниматься с эксплуатации быстрее, в среднем через 8—10 лет.

Рекомендуемые нормы амортизационных отчислений на ремонт обеспечивают образование средств, которые полностью покрывают ремонтные издержки предприятий, применяющих искусственный холод, и направлены на снижение себестоимости выпускаемой продукции.

Таблица IX-9

Рекомендуемые нормы амортизационных отчислений и коэффициенты рабочего времени

Холодильные компрессоры	Область применения	Расчетные данные на основе норм надежности			Рекомендуемые данные		Рекомендуемые (новые) нормы амортизационных отчислений		Суммарные амортизационные отчисления на ремонт	
		ремонтные затраты за амортизационный срок, $З^I_ф$, руб.	ресурс до списания, тыс. ч	срок амортизации A^I, год	среднегодовая наработка $t'_{ср}$, тыс. ч	коэффициент рабочего времени r'	на реновацию $H^I_р$, %	на ремонт $H^I_{р.\,к}$, %	$A^I H^I_{р.\,к}$, %	$R^I = A^I H^I_{р.к} \cdot Ц_к$
Центробежные	Нефтехимическая промышленность	28600	90	13	7	0,8	7,7	4,4	57,2	28600
Винтовые	Рефрижераторный флот	3220	80	26	3	0,34	3,8	1,17	30,5	3220
Оппозитные	Нефтехимическая промышленность	12500	72	10	7	0,8	10	7,85	78,4	12500
Аммиачные ($Q_0 >$ > 116 кВт)	Производственные холодильники	2400	60	13	4,5	0,51	7,7	6,2	80,6	2400
Фреоновые ($Q_0 >$ > 116 кВт)	Промышленное кондиционирование	920	35	10	3,5	0,4	10	2,9	29	928
Аммиачные ($Q_0 <$ < 116 кВт)	Производственные холодильники	434	40	11	3,5	0,4	9,1	7,3	80,3	440
Фреоновые ($Q_0 =$ $= 35 \div 116$ кВт)	Предприятия торговли и общественного питания	310	32	11	3	0,34	9,1	3,65	40,15	310
Фреоновые ($Q_0 <$ < 35 кВт)	То же	72	35—36	7	5	0,57	14,3	2,2	15,4	72
Герметичные	» »	—	35—36	7	5	0,57	14,3	—	—	—

Таблица IX-10

Влияние конструктивных факторов на показатели надежности поршневых компрессоров

Конструктивный фактор	Улучшение или ухудшение показателя надежности	Показатели долговечности	Показатели безотказности
Количество цилиндров			
2	Улучшение	—	1,3
4	—	—	1
8	Ухудшение	—	0,7
Частота вращения			
номинальная	—	1	1
пониженная	Улучшение	1,25	1,4
Исполнение по режиму работы			
высокотемпературный	Улучшение	1,1	1,15
среднетемпературный	—	1	1
низкотемпературный	Ухудшение	0,85	0,8

Таблица IX-11

Коэффициенты для расчета показателей безотказности холодильных машин и агрегатов

Оборудование	Компрессор холодопроизводительностью, кВт					
	герметичный, 3,5—12	поршневой			винтовой 400—1400	центробежный >1500
		16—35	35—90	115—250		
Агрегат компрессорный	—	0,8	0,75	0,7	0,65	0,65
Агрегат компрессорно-конденсаторный						
с водяным конденсатором	0,80	0,75	0,70	0,65	—	—
с воздушным конденсатором	0,75	0,7	0,65	0,6	—	—
Агрегат компрессорно-испарительный для жидких теплоносителей	0,75	0,7	0,65	0,6	—	—
Холодильная машина одноступенчатая						
с водяным конденсатором	0,7	0,65	0,6	0,45	0,4	—
с воздушным конденсатором	0,65	0,6	0,55	0,4	—	—

Учет конструктивных факторов и нормирование показателей надежности холодильных машин

На показатели надежности поршневых холодильных компрессоров существенное влияние оказывают частота вращения, число цилиндров и режим работы.

Нормы надежности, приведенные в табл. IX-8, относятся к поршневым четырехцилиндровым, среднетемпературным компрессорам, работающим при номинальной частоте вращения.

Изменение (в долях единицы) показателей надежности поршневых холодильных компрессоров по сравнению с данными табл. IX-8 показано в табл. IX-10.

В табл. IX-11 даны величины коэффициентов снижения показателей безотказности холодильных агрегатов и машин по сравнению с компрессорами (показатели безотказности компрессоров приняты за единицу). Таблица построена на основе обработки статистических данных.

ВЛИЯНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Годовые эксплуатационные затраты $З$ или удельные годовые эксплуатационные затраты $З_0$, отнесенные к одному миллиону ккал (1160 кВт) выработанного за год холода, могут быть объединены в следующие три основные группы [14]:

энергетические затраты $З_{01}$, включающие затраты на электроэнергию и охлаждающую воду;

затраты на обслуживание и ремонт $З_{02}$, состоящие из затрат на содержание обслуживающего и ремонтного персонала, стоимости эксплуатационных материалов (запасные части и вспомогательные материалы), а также затрат на устранение отказов холодильного оборудования;

затраты на оборудование и сопутствующие капитальные затраты $З_{03}$, включающие стоимость холодильного оборудования, расходуемых эксплуатационных материалов (холодильного агента и масла), затраты на строительство производственных помещений, монтаж, фундамент и транспортировку.

Общие удельные затраты и доля удельных

Таблица IX-12

Удельные затраты потребителей

Удельные затраты	Обозначение	Базы холодильных машин производительностью, кВт					
		малые		средние	крупные		центробежные
		I	II	III	поршневые	винтовые	VII
					IV	V—VI	
		3,5—12	16—35	35—95	115—250	400—1400	свыше 1500
Общие, руб./тыс. кВт	$З_0$	65—70	55—60	30—35	15—20	12—18	20—25
Энергетические, %	$З_{01}$	20	30—35	45	50—55	60—65	70—75
На ремонт и обслуживание, %	$З_{02}$	30	25	25	25	10—15	8—10
Затраты на оборудование, %	$З_{03}$	50—55	45—50	30	20—25	25	15—20

затрат $З_{01}$, $З_{02}$, $З_{03}$ в процентах приведены в табл. IX-12.

Из табл. IX-12 видно, что общие удельные затраты снижаются от малых к крупным холодильным машинам с 65 до 20 руб. на 1160 кВт (1 млн·ккал); с увеличением производительности машин доля энергетических затрат $З_{01}$ возрастает с 20 до 70%, затраты на оборудование $З_{03}$ снижаются с 50—55 до 15—20%. Также снижается удельный вес затрат на обслуживание и ремонт $З_{02}$ с 30% (для малых машин) до 8—10% (для крупных).

Затраты этой группы, определяющими статьями которых является стоимость ремонтов и обслуживания холодильного оборудования, в основном зависят от показателей надежности и степени автоматизации машин.

Структура затрат такова: на содержание ремонтного персонала 20—25%; на запасные части и вспомогательные материалы 10—20%; на устранение отказов холодильного обору-

Таблица IX-13

Статьи эксплуатационных затрат и примерная весомость влияющих на них показателей надежности

Статьи эксплуатационных затрат $З_{02}$	Основные составляющие эксплуатационных затрат, на которые влияют показатели надежности	Показатели надежности	Весомость показателей, %
Затраты на ремонт	Затраты на содержание ремонтного персонала	Ресурс до капитального ремонта	25
	Стоимость запасных частей	Ресурс до среднего ремонта	10
	Стоимость вспомогательных материалов, расходуемых при проведении плановых ремонтов	Ресурс до текущего малого ремонта	25
		Наработка до технического обслуживания	30
		Среднегодовая оперативная трудоемкость капитального ремонта	10
Затраты на устранение отказов	Трудоемкость устранения отказа	Наработка на отказ	70
	Стоимость запасных частей и вспомогательных материалов, расходуемых при устранении отказов	Среднее время восстановления	30

дования 3—7%; на содержание обслуживающего персонала 40—60%.

Статьи эксплуатационных затрат II группы, влияющие на них показатели надежности и ориентировочная весомость показателей даны в табл. IX-13.

Улучшение любого из показателей надежности позволяет сократить затраты на ремонт и обслуживание.

Так, повышение показателя «ресурс до капитального ремонта» на 25% позволяет снизить затраты по этой группе в среднем на 10—12%.

В процессе эксплуатации могут иметь место отказы различных элементов холодильного оборудования, устранение которых требует неодинаковых затрат. Поэтому при определении этой категории затрат потребителей используют усредненную (средневзвешенную) стоимость устранения отказов.

Усредненная стоимость устранения одного отказа холодильной машины в зависимости от типа применяемых компрессоров составляет: для машин с центробежными компрессорами 18 руб.; с винтовыми компрессорами 12 руб.; с оппозитными компрессорами 40 руб.; с аммиачными и фреоновыми поршневыми компрессорами производительностью свыше 116 кВт (100 тыс. ст. ккал/ч) 11 руб.; с аммиачными компрессорами производительностью до 116 кВт (100 тыс. ст. ккал/ч) 4,5 руб.; с фреоновыми компрессорами производительностью (от 35 до 100 кВт) 4,5 руб.; с фреоновыми сальниковыми и бессальниковыми компрессорами производительностью до 35 кВт 3 руб.

Для компрессоров средней производительности наиболее целесообразным является повышение показателей «межремонтный ресурс» и «наработка до технического обслуживания», так как при этом существенно снижаются затраты на содержание ремонтного персонала — основной составляющей ремонтных затрат для этого класса машин.

Для крупных поршневых (оппозитных), центробежных и винтовых компрессоров эффективным является повышение показателя «ресурс до капитального ремонта». В этом случае снижается доля ремонтных затрат, связанная с заменой в капитальном ремонте дорогостоящих и металлоемких деталей машин.

Повышению надежности необслуживаемых компрессоров малой производительности способствует улучшение показателя «наработка на отказ», так как при отсутствии постоянного наблюдения выход этих машин из строя приводит к существенным затратам.

МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ

Надежность холодильных машин повышают следующими конструктивными и технологическими методами:

выбирают формы и размеры основных деталей, обеспечивающие оптимизацию начальных зазоров, нагрузок и скоростей в трущихся сопряжениях и контактных поверхностях;

применяют такое сочетание материалов в парах трения, которое снижает склонность к схватыванию;

обеспечивают оптимальный тепловой режим работы пар трения, в том числе за счет улучшения смазки;

применяют смазочные масла с улучшенными служебными свойствами, в том числе смазочные материалы с присадками, обладающими пленкообразующими свойствами, что обеспечивает возникновение явления избирательного переноса;

применяют материалы повышенного качества (стали для пластин клапанов и пружин, неметаллические поршневые кольца повышенной термостойкости, смолопропитанные графиты);

сокращают в компрессорах число элементов, работающих под воздействием циклических нагрузок;

снижают виброактивность машин;

совершенствуют режим обкатки компрессоров для ускоренной приработки деталей механизма движения;

повышают ремонтопригодность, что обеспечивает технологичность ремонта и замены изношенных деталей;

разрабатывают и внедряют методы безразборного технического диагностирования состояния машин;

повышают надежность комплектующих изделий;

обеспечивают чистоту и надлежащую степень осушки внутренних рабочих полостей компрессора и теплообменной аппаратуры;

обеспечивают необходимую точность геометрической формы деталей пар трения;

обеспечивают правильное взаиморасположение и оптимальную шероховатость деталей пар трения;

обеспечивают минимальное рассеивание характеристик деталей в части: размеров, шероховатости, химсостава и структуры;

применяют современные способы упрочняющей обработки поверхностей деталей пар трения;

используют поверхностное пластическое деформирование, химико-термическую обработку, нанесение покрытий электролити-

ческими способами, повышают коррозионную стойкость теплообменных аппаратов.

В сфере эксплуатации заданную надежность обеспечивают следующими способами:

применяют рациональную систему технического обслуживания и ремонта, которая снижает эксплуатационные затраты;

проводят работы по техническому обслуживанию и ремонтам в строгом соответствии с графиком планово-предупредительного ремонта (ППР);

не допускают использование холодильного оборудования и применение холодильных агентов, смазочных масел в режимах и номенклатуре, не оговоренных технической документацией;

организуют восстановление малых холодильных компрессоров и агрегатов на их базе в условиях централизованных ремонтных производств;

расширяют централизованный ремонт таких трудно восстанавливаемых на местах эксплуатации деталей, как коленчатые валы и шатуны средних и крупных поршневых компрессоров;

внедряют современные способы восстановления изношенных поверхностей ряда ответственных базовых деталей;

ремонт производят на базе готовых сменных деталей заводского изготовления;

своевременно проводят все необходимые очистные работы;

внедряют установки для регенерации отработавшего смазочного масла;

проводят своевременную модернизацию холодильного оборудования (по рекомендациям проектировщиков и заводов-изготовителей)

непрерывно повышают квалификацию ремонтного и обслуживающего персонала, внедряют автоматизацию и регулирование режимов работы, проводят мероприятия по исключению влажного хода компрессоров и пр.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

А — срок амортизации, лет;
$E_н$ — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений;
З — затраты, руб.;
$З_0$ — удельные затраты, руб.;
И — годовые эксплуатационные издержки потребителя, руб.;
К — капитальные затраты потребителя, руб.;
Н — норма амортизационных отчислений;
П — объем выработанного холода за 1 год, кВт;
Т — наработка на отказ, ресурс, срок службы, ч, год;
$T\gamma$ — гамма-процентный ресурс, ч;
Ц — цена, руб.;
a, *b* — параметры распределения Вейбулла;
С — скорость изнашивания, мкм/тыс.ч.;
F_0 — табулированная функция Лапласса;
М — число отказов;
m — ожидаемое количество отказов;
N — количество изделий, количество испытываемых изделий;
n — число периодов;
$P(t)$ — вероятность безотказной работы;
$P_н(t_1)$ — вероятность того, что неисправность обнаружена и устранена;
Q_0 — холодопроизводительность, кВт;
R — амортизационные отчисления;
S — объединенная удельная оперативная трудоемкость технических обслуживаний и ремонтов;
s — ход поршня, мм;
t — время, наработка, ч;
U — квантиль нормального распределения;
W — износ, мкм;
z — вспомогательная величина;
r — коэффициент рабочего времени, ч/год;
$r_з$ — коэффициент, определяемый по математическим таблицам;
α — доверительная вероятность;
β — число одноименных деталей;
Δ — зазор, мкм;
ε — точность определения средней наработки до отказа;
λ — интенсивность отказов постоянная;
$\lambda_н$ — интенсивность обнаруживаемых неисправностей;
$\lambda(t)$ — интенсивность отказов переменная;
λ_0 — ожидаемая интенсивность отказов;
ν — коэффициент вариации;
σ — среднеквадратичное отклонение;
σ_0 — ожидаемое среднеквадратичное отклонение;
τ — текущее время;
$\omega(t)$ — параметр потока отказов.

Индексы

01 — группа энергетических затрат;
02 — группа капитальных затрат;
03 — группа затрат на обслуживание и ремонт;
1 — первая деталь;
2 — вторая деталь;
а — амортизация;
б — базовое изделие;
в — время восстановления;
в. п. — верхний предел;
з — замена;
и — испытания;

к — компрессор;
м — математическое ожидание;
м. стар — моральное старение;
н — новое изделие;
общ — общая;
о — ожидаемый;
опт — оптимальный;
отк — отказ;
пред — предельный;
проф — профилактика;
пр — приработка;
р — реновация;
р. к — ремонт капитальный;
р. м — ремонт малый;
р. с — ремонт средний;
сп — списание;
ср — средняя;
т. о — техническое обслуживание;
уд — удельный;
уст — установившийся период;
ф — фактический.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Базовский И. В. Надежность. Теория и практика. — М.: Мир, 1965. — с. 470.
2. Бежанишвили Э. М., Попов В. М. Оптимизация периодичности технического обслуживания холодильных компрессоров. — Холодильная техника, 1974, № 11, с. 24—29.
3. Бежанишвили Э. М., Смыслов В. И., Попов В. М. Методика определения оптимальной периодичности профилактических осмотров поршневых холодильных компрессоров. — Холодильная техника, 1974, № 12, с. 25—28.
4. Бежанишвили Э. М., Смыслов В. И., Хазанов И. Г. Показатели надежности и сроки амортизации холодильного оборудования. — Холодильная техника, 1977, № 1, с. 19—24.
5. ГОСТ 13377—75. Надежность в технике. Термины и определения.
6. ГОСТ 21627—76. Система технического обслуживания и ремонта техники. Показатели для оценки ремонтопригодности. Термины и определения. ОСТ 26.02-491—78. Оборудование холодильное. Показатели надежности. Номенклатура. Указания по выбору.
7. Госплан СССР. Нормы амортизационных отчислений по основным фондам народного хозяйства СССР и положение о порядке планирования, начисления и использования амортизационных отчислений в народном хозяйстве. — М.: Экономика, 1974. — 238 с.
8. Временное положение о системе планово-предупредительного ремонта фреоновых холодильных компрессоров. — ВНИИхолодмаш, 1973. — 89 с.
9. Временное положение о системе планово-предупредительного ремонта аммиачного холодильного оборудования. — М.: ВНИХИ, 1975. — 85 с.
10. РТМ 8—69. Методика испытаний на надежность машин, узлов и деталей в холодильном машиностроении. Определение и контроль показателей. — М.: ВНИИхолодмаш, 1969.
11. РТМ 44—70. Методика статистической обработки эмпирических данных. — М.: ВНИИНмаш, 1970.
12. РТМ 26.03-12—76. Оборудование холодильное. Типовая методика ресурсных испытаний поршневых холодильных компрессоров. — ВНИИхолодмаш, 1976.
13. Руководство по ремонту холодильного оборудования. /Под ред. Ш. Н. Кобулашвили. — М.: Пищевая промышленность, 1973, т. I и II.
14. Кордонский Х. Б., Харач Г. М. Вероятностный анализ процессов изнашивания. — М.: Наука, 1968. — 171 с.
15. Можин В. Н., Бежанишвили Э. М., Осипов Ю. В. Методика определения периодичности технического обслуживания холодильного оборудования. Учебное пособие. — Л.: ЛТИХП, 1977. — 34 с.
16. Ушаков И. А., Топольский М. В. Оптимизация среднего времени безотказной работы системы. — Надежность и контроль качества, 1974, № 5, 36—41 с.
17. Хальд А. Математическая статистика с техническими приложениями. — М.: Иностранная литература, 1959. — 375 с.
18. Шор Я. Б., Кузьмин Ф. И. Таблицы для анализа и контроля надежности. — М.: Советское радио, 1968. — 284 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

ОГЛАВЛЕНИЕ

Эдуард Михайлович Бежанишвили
Александр Васильевич Быков
Евгений Семенович Гуревич
Тамара Сергеевна Дремлюх
Игорь Мартынович Калнинь
Геннадий Андреевич Канышев
Надежда Григорьевна Креймер
Александр Сергеевич Крузе
Валентин Сергеевич Крылов
Леонид Зиновьевич Мельцер
Николай Валентинович Романовский
Владимир Ильич Сапронов
Айзик Абрамович Софер
Федор Макарович Чистяков
Вячеслав Семенович Шумов
Всеволод Сергеевич Щербаков
Бениамин Львович Цирлин
Виктор Борисович Якобсон

ХОЛОДИЛЬНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Редактор Г. А. Гусева
Художник Н. В. Гусев
Художественный редактор Е. К. Селикова
Технические редакторы Г. Г. Хацкевич, Т. С. Пронченкова
Корректоры М. А. Шегал, В. А. Взорова

ИБ № 1010

Сдано в набор 18.04.80. Подписано в печать 30.12.80. Т-19250. Формат 70×90$^{1}/_{16}$. Бумага типографская № 2. Литературная гарнитура. Высокая печать. Объем 17,5 п. л. Усл. п. л. 20,48. Усл. кр. от. л. 20,48. Уч.-изд. л. 28,88. Тираж 30 000 экз. Заказ 409. Цена 2 р.

Издательство «Легкая и пищевая промышленность». 113035, Москва, М-35, 1-й Кадашевский пер., д. 12.

Ярославский полиграфкомбинат Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 150014, Ярославль, ул. Свободы, 97.